Math. A

240 n = 46

Redtenbacher, 7.

RESULTATE

für den

MASCHINENBAU

von

F. Redtenbacher,

Professor.

Mit 23 lithographirten Figurentafeln.

Mannheim,

Verlag von Friedrich Bassermann.

—

1848.

295. 9.

BIBLIOTHECA
REGIA
MONACENSIS.

Vorwort.

Eine Sammlung von Resultaten für den Maschinenbau ist sowohl für das technische Publikum, als auch für den angehenden Techniker, welcher sich für seine künftige praktische Laufbahn gründlich vorbereiten will, ein unentbehrliches Hülfsmittel geworden.

Wenn man einmal im technischen Leben eine Stellung eingenommen hat, findet man weder Zeit noch Lust, in weitschweifigen Lehrbüchern, oder Encyclopädien, oder gar in bändereichen Bibliotheken nach Thatsachen oder nach wissenschaftlichen Resultaten zu suchen, sondern man greift, wenn man überhaupt zu einem Buch seine Zuflucht nehmen will, nach einem solchen, welches zum Nachsuchen bequem eingerichtet ist und das die gewünschten Aufschlüsse, ohne ermüdende Lectüre zu geben, bespricht.

Ebenso ist auch für die Schule ein Buch, welches die wissenschaftlichen Resultate und Thatsachen möglichst concentrirt enthält, ein nothwendiges Hülfsmittel geworden.

Eine Schule, welche in der mechanisch-technischen Richtung wirken will, kann keine Arbeiter und Werkmeister, sondern sie muss Zeichner, Construkteurs, Ingenieurs und Fabrikanten zu bilden suchen. Das Beste, was eine Schule zur Erreichung dieses Zweckes bieten kann, ist zwar allerdings eine gesunde wissenschaftliche Grundlage, die ein Techniker dann besitzt, wenn er in den Geist der Principien der Mechanik eingedrungen ist, und in der Anwendung derselben einen gewissen Grad von Gewandtheit und Sicherheit erlangt hat. Allein, wer nur mit allgemeinen Principien ausgerüstet die praktische Arena betritt, gleicht einem Schiffe, das zwar mit einem Steuerruder, aber weder mit Segelwerk noch mit einer treibenden Maschine versehen ist. Der

Erfolg der Fahrt ist nicht zweifelhaft: Mit den Principien der Mechanik erfindet man keine Maschine, denn dazu gehört, nebst dem Erfindungstalent, eine genaue Kenntniss des mechanischen Prozesses, welchem die Maschine dienen soll. Mit den Principien der Mechanik bringt man keinen Entwurf einer Maschine zu Stande, denn dazu gehört Zusammensetzungssinn, Anordnungssinn und Formensinn. Mit den Principien der Mechanik kann man keine Maschine wirklich ausführen, denn dazu gehören praktische Kenntnisse der zu verarbeitenden Materialien und eine Gewandtheit in der Handhabung der Werkzeuge und Behandlung der Hülfsmaschinen. Mit den Principien der Mechanik betreibt man kein industrielles Geschäft, denn dazu gehört eine charakterkräftige Persönlichkeit und gehören commercielle Gechäftskenntnisse. Man sieht, die Principien der Mechanik sind für die mannigfaltigen technischen Thätigkeiten überall nicht zureichend, aber gleichwohl leisten sie, bei verständigem Gebrauch, vortreffliche Dienste, denn sie geben doch überall an, was geschehen soll, bestimmen oftmals die wichtigsten Abmessungen und führen zu einem richtigen Urtheil; aber das Erfinden, das Zusammensetzen, Anordnen, Formgeben und das praktische Arbeiten mit der Feile und mit dem Drehstahl ist nicht ihre Sache.

Eine Schule, welche für die Verfolgung der mechanisch-technischen Richtung eine geeignete Vorbildung geben will, darf also durchaus nicht eine einseitige wissenschaftliche Richtung verfolgen, sondern sie muss trachten, alle Kräfte zu wecken und zu üben, welche für den Beruf eines Zeichners, eines Construkteurs, eines Ingenieurs und eines Fabrikanten von Wichtigkeit sind. Das beste Mittel, welches sie zur Erreichung dieses Zweckes anwenden kann, sind vielfältige Uebungen in der graphischen Darstellung von Maschinenorganen, von vollständigen Maschinen und Maschinenanlagen nach vorgeschriebenen Bedingungen und mit Benutzung rationeller Regeln; und gerade für diese Uebungen ist ein Hülfsbuch, welches die wichtigsten wissenschaftlichen Resultate und praktischen Thatsachen in gedrängter Kürze enthält, unumgänglich nothwendig.

Das vorliegende Buch ist zunächst bestimmt, den construktiven Unterricht zu unterstützen; es wird aber auch ausserhalb der Schule fast eben so gut gebraucht werden können. Die Resultate sind ganz trocken aneinander gereiht, es geht denselben keine Herleitung voran

und folgt auch keine Gebrauchsanleitung nach. Für den Gebrauch ausserhalb der Schule wird man vielleicht hie und da eine Gebrauchsanleitung vermissen, allein eine solche musste, wegen der durchaus nothwendigen Concentration des Stoffes, unterbleiben.

Den Stoff habe ich so anzuordnen gesucht, dass sich die Resultate leicht finden lassen. Da, wo eine Gesammtheit von Resultaten zur Erreichung eines Zweckes zusammenwirken muss, wie dies bei dem Entwurf einer Maschine oder Maschinenanlage der Fall ist, sind die betreffenden Resultate so aneinander gereiht, dass man denselben nur zu folgen braucht, um an das Ziel zu kommen.

Die Mehrzahl der Regeln geben nicht die absolute, sondern nur die relative Grösse der zu berechnenden Dinge, d. h. sie bestimmen das Verhältniss zwischen der zu suchenden und einer andern bereits bekannten Grösse. Diese Methode der Verhältnisszahlen ist von jeher in der Architektur angewendet worden; sie leistet aber auch im Maschinenbau vortreffliche Dienste. Erst seitdem ich mich derselben bediene, bin ich zu einfachen leicht anwendbaren Regeln gelangt.

Das Buch ist in zwölf Abschnitte getheilt.

Der erste Abschnitt enthält verschiedene geometrische Resultate und insbesondere die Bedingungen, welche die Bewegungsmechanismen in geometrischer Hinsicht zu erfüllen haben.

Der zweite Abschnitt gibt die wichtigsten Resultate aus der Lehre von der Festigkeit der Materialien.

Der dritte Abschnitt enthält die Regeln zur Construktion der aktiven und passiven Maschinenbestandtheile. Die Methode der Verhältnisszahlen ist hier mit Consequenz angewendet. Die Dimensionen werden meistens auf die Durchmesser von Wellen und Zapfen bezogen; sind diese einmal bestimmt, so ergeben sich alle andern Dimensionen leicht, vermittetst der Verhältnisszahlen, welche jene Regeln liefern. Wenn man sich einmal durch einige Uebung mit diesen Regeln befreundet hat, wird man dieselben wohl nicht mehr verlassen, und man wird sie sehr praktisch finden: 1) weil sie für jedes Maasssystem gelten; 2) weil die Verhältnisszahlen entweder ganz constant oder nur wenig veränderlich sind, daher bei einigem Gebrauch im Gedächtniss bleiben, so dass man dann, wenn es sich um die Construction eines Maschinenbestandtheiles handelt, das Buch gar nicht mehr zu öffnen braucht; 3) weil

durch dieselben das Gefühl für richtige Construktionsverhältnisse sehr ausgebildet wird.

Diese Regeln haben jedoch auch schwache Seiten, die aber nicht von der Methode der Verhältnisszahlen, sondern von dem Umstande herrühren, dass sie auf statischen Principien beruhen, und weder den Einfluss der Massenwirkungen noch die Abnutzung berücksichtigen, welche bei schneller Bewegung der Theile leicht eintreten. Diesen Mängeln kann man jedoch leicht begegnen. Wenn Massenwirkungen in Spiel kommen, braucht man nur gleich von vorneherein die Zapfen und Wellen hinreichend stark, z. B. um $\frac{1}{4}$ oder um die Hälfte stärker als gewöhnlich zu nehmen, und dann werden auch alle andern Dimensionen, wenn man dieselben mit den Verhältnisszahlen bestimmt, hinreichend stark. Wenn Stösse vorkommen, muss man noch überdiess die gegen einander stossenden Theile mit Masse versehen, damit sie eine bedeutende lebendige Kraft in sich aufnehmen können, ohne dass die Molekularvibrationen zu heftig werden.

Man könnte zwar auch, mit Beibehaltung der Methode der Verhältnisszahlen, für die Construktion der Maschinentheile Regeln aufstellen, die unter allen Umständen unbedingt anwendbar wären, sie würden aber so komplizirt ausfallen, dass wohl Niemand Lust haben würde, sich derselben zu bedienen, und daher ist es zweckmässiger, bei den einfacheren, wenn auch unvollkommeneren Regeln zu bleiben.

Der vierte Abschnitt enthält die Regeln zur Berechnung des Reibungswiderstandes und der Steifheit der Seile, sodann noch einen Annäherungswerth von der Form: $\alpha x + \beta y$, für die Wurzelgrösse: $\sqrt{x^2 + y^2}$, wenn die Grenzen bekannt sind, innerhalb welchen das Verhältniss $\frac{x}{y}$ liegen muss. Poncelet hat diese Aufgabe zuerst gestellt und für den Fall, wenn $\frac{x}{y}$ zwischen 0 und 1 liegt, durch sehr weitschweifige geometrische Betrachtungen gelöst. Ich habe, mit Hülfe der Methode der kleinsten Quadratsumme, den allgemeinen Fall, wenn $\frac{x}{y}$ zwischen irgend welchen Grenzen liegt, zur Lösung gebracht.

Der fünfte Abschnitt enthält die wichtigsten Resultate aus der Hydraulik, die leider auch nicht vollkommener sind, als man sie in andern Büchern findet. Hier können nur allein Versuche im grossen

Maassstab über den Ausfluss des Wassers helfen; auf theoretischem Wege ist dieser Sache kaum beizukommen.

Im sechsten Abschnitt sind die wichtigsten Regeln für den Bau und für die Berechnung der Wasserräder zusammengestellt. Es ist ein Auszug aus meinem Werk über die Wasserräder.

Der siebente Abschnitt enthält die Regeln zur Bestimmung der Dimensionen von neu zu erbauenden Turbinen und zur Berechnung ihres Nutzeffectes. Diese Regeln sind im Wesentlichen die gleichen, welche ich in meinem Werk über die Turbinen aufgestellt habe. Nur bei der Turbine von Jonval wird man eine kleine Aenderung finden, die daher kommt, dass ich nun auf den Einfluss der Dicke der Leitschaufeln und Radschaufeln Rücksicht genommen habe.

Der achte Abschnitt enthält Resultate über die Wärme und über deren Benutzung zu technischen Zwecken. Man findet da Regeln für Kamine, Dampfkessel, Luftheizung, Dampfheizung, Wasserheizung, Gasbeleuchtung.

Im neunten Abschnitt sind Formeln, Tabellen und Verhältnisszahlen für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen zusammengestellt. Die Formeln stimmen im Wesentlichen mit jenen überein, welche *Pambour* aufgestellt hat, unterscheiden sich jedoch von diesen letztern in zwei Punkten. Pambour bringt das relative Dampfvolumen in Rechnung; ich habe es vorgezogen, die Dichte des Dampfes einzuführen. Die Vorstellung von der Dichte des Dampfes (Gewicht von 1 Kubikmetre Dampf) ist doch einfacher als die von dem relativen Volumen (Verhältniss zwischen dem Volumen einer Dampfmenge und dem Volumen des Wassers, aus welchem der Dampf entstanden ist). Sodann lässt sich die Dichte des Dampfes durch eine äusserst einfache Formel wenigstens eben so genau ausdrücken, als das relative Dampfvolumen durch die Formel, welche Pambour aufgestellt hat. Der zweite Punkt, in welchem ich von Pambour abweiche, betrifft die Bestimmung des eigenen Widerstandes der Maschine. Pambour sucht diesen Widerstand durch Erfahrungscoefficienten zu bestimmen; ich habe es vorgezogen, denselben wirklich zu berechnen und durch Formeln auszudrücken.

Die Tabellen geben die wichtigsten Daten für neu zu erbauende Maschinen, und die Verhältnisszahlen bestimmen alle untergeordneteren Dimensionen.

Zehnter Abschnitt: Transport zu Wasser und zu Land. Man findet daselbst: 1) Die Widerstandscoefficienten, welche Morin durch Versuche für Fuhrwerke aufgefunden hat. 2) Regeln, zur Berechnung der Abmessungen von neu zu erbauenden Lokomotiven und eine Tabelle, welche die Dimensionen und Leistungen von 15 Lokomotiven enthält. 3) Ein ziemlich vollständiges Material zur Bestimmung der Grösse und Form der Dampfschiffe, der Dimensionen der Maschinen und des Treibapparats. Die Methode der Verhältnisszahlen ist hier mit Consequenz angewendet.

Eilfter Abschnitt: Arbeitsmaschinen und Fabricationszweige. Eine ausführliche Besprechung dieses Gegenstandes würde hier zu weit führen; ich beschränke mich auf folgende Bemerkungen. Ueber die Baumwollenspinnerei sind diejenigen Resultate zusammengestellt, welche für den Entwurf einer Spinnerei, welche täglich eine bestimmte Quantität Garn von irgend einer Feinheit produziren soll, zu wissen nothwendig sind. Das Detail der Maschinen und den Spinnprozess habe ich übergangen.

Die Resultate über Eisenfabrication sind grösstentheils den Werken von Walter und von Flachat entnommen.

Zwölfter Abschnitt: Tabellen-Sammlung. Nebst den bekannteren Tabellen, welche man auch in anderen Werken findet, habe ich noch solche aufgenommen, welche die Gewichtsbestimmung und Kostenberechnung erleichtern.

Der Metre, das Kilogramme und der französische Franc sind die Einheiten, auf welche sich alle Angaben beziehen. Es ist wohl nicht nöthig, mich wegen der Wahl dieser Einheiten zu entschuldigen.

Ich schliesse mit dem Wunsche, dass man diese Arbeit brauchbar finden möge.

Inhalt.

Seite

Vorwort III

Erster Abschnitt.

Geometrie 1

Verzeichnung verschiedener krummer Linien 1
Flächen- und Körperberechnung 4
Anordnung eines Rollentriebes 5
Bestimmung der Grundform der Räder 7
Verzahnung 8
Geradführungen 15

Zweiter Abschnitt.

Festigkeit der Materialien 19

Absolute Festigkeit 19
Relative Festigkeit 19
Rückwirkende Festigkeit 21
Torsionsvermögen 23
Festigkeit der Gefässe 23
Ausdehnung der Stäbe 24
Biegung der Stäbe 25
Körper von gleicher Festigkeit 28
Festigkeit der Körper gegen lebendige Kräfte 31
Festigkeits- und Elasticitäts-Coefficienten 35
Vergleichung zwischen verschiedenen Querschnittsformen 36

Dritter Abschnitt.

Construction der Maschinentheile 38

Seile 38
Ketten 39
Schrauben 40
Niethen 41

Seite

Zapfen 41
Wellen 43
Kupplungen 50
Zapfenlager 52
Rollen 55
Zahnräder 59
Schraube ohne Ende 69
Winkelhebel 70
Kurbeln 72
Traversen 73
Schubstangen 73
Balancier 75
Röhren 77
Deckel- und Stopfbüchsen 78
Ventile, Hahnen, Kolben 79
Mauern und Gewölbe 81

Vierter Abschnitt.

Reibung zwischen festen Körpern und Steifheit der Seile 84
Reibungscoefficienten 85
Formeln zur Berechnung der Reibungswiderstände 89

Fünfter Abschnitt.

Resultate aus der Hydraulik 97

Tabelle der Geschwindigkeiten und entsprechenden Höhen . . 98
Coefficienten zur Berechnung der Ausflussmengen 105
Ueberfälle 110
Wehre 112
Kanäle 114
Röhrenleitungen 122
Gleichgewicht und Bewegung der Luft 130

Sechster Abschnitt.

Wasserräder 135

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades . . 137
Regeln für den Bau der Räder 147
Regeln zur Berechnung des Nutzeffectes 153

Siebenter Abschnitt.

Seite

Turbinen 157

Die Turbine von Jonval 157
Die Turbine von Fourneyron 165
Die Schott'sche Turbine 170

Achter Abschnitt.

Die Wärme und deren Benutzung 172

Physikalische Thatsachen 172
Wasserdampf 179
Kamine 182
Dampfkessel 184
Wärmemenge zur Beheizung eines Raumes 190
Dampfheizung 192
Wasserheizung 193
Gasbeleuchtung 194

Neunter Abschnitt.

Dampfmaschinen 204

Theoretische Resultate 204
Praktische Resultate für:
a) Watt'sche Maschinen 213
b) Hochdruckmaschinen ohne Condensation, ohne Expansion . 217
c) Hochdruckmaschinen mit Expansion, ohne Condensation . 220
d) Mitteldruckmaschinen mit Expansion, mit Condensation . . 223
e) Woolf'sche Maschinen 226
Windmühlen 229

Zehnter Abschnitt.

Transport zu Wasser und zu Land 231

Fuhrwerke für Strassen 231
Locomotive 236
Dampfschiffe 242

Elfter Abschnitt.

Seite

Arbeitsmaschinen und Fabrication 267

Die Ramm-Maschine 267
Pochwerke 269
Pumpen 270
Feuerlöschspritzen 273
Holzsägen 275
Mahlmühlen 278
Papierfabrication 282
Baumwollenspinnerei 286
Baumwollenweberei 297
Roheisenerzeugung 298
Dimensionen der Hochöfen 304
Dimensionen der Gebläse 305
Schmiedeisenfabrication 310
Walzwerke 311
Hammerwerke 316

Zwölfter Abschnitt.

Sammlung von Tabellen 321

Vergleichung der Maasse und Gewichte 321
Die reciproken Werthe der natürlichen Zahlen 322
Werthe von n, $n\pi$, $n^2\frac{\pi}{4}$, n^2, n^3, $\sqrt{n}$, $\sqrt[3]{n}$ 323
Länge der Kreisbögen 325
Trigonometrische Linien 326
Logarithmen 327
Metallmischungen 328
Specifische Gewichte 330
Tabellen zur Gewichtsbestimmung 332
Preise der Maschinen 338

Bayerische
Staatsbibliothek
München

Erster Abschnitt.

Geometrie.

Verzeichnung von verschiedenen krummen Linien.

1.

Verzeichnung der Parabel, Fig. 1, ***wenn der Scheitel*** A, ***die Richtung*** A x ***der Axe, und ein Punkt*** M ***der Linie gegeben ist.***

Man verzeichne das Rechteck M p A b, theile M b in eine beliebige Anzahl, z. B. in 4 gleiche Theile, theile auch A b in eben soviele, also ebenfalls in 4 gleiche Theile, ziehe von A aus die Linien A 3, A 2, A 1, und durch 1_1 2_1 3_1 Parallellinien zur Axe A x; so sind die Punkte I II III in welchen sich diese Linien schneiden, einzelne Punkte der Parabel.

2.

Verzeichnung der Normale, welche einem Punkt II der Parabel entspricht. Fig. 1.

Fälle das Perpendikel II p_2, mache A a $=$ A p_2, ziehe a II und errichte auf a II in II ein Perpendikel II q_2, so ist dies die gesuchte Normale.

Die Normallinien, welche den übrigen Punkten I III M entsprechen, werden gefunden, wenn man die Perpendikel III p_3, I p_1, M p fällt, $p_3 q_3 = p_1 q_1 = p q = p_2 q_2$ macht und die Punkte q_3 q_1 q mit III I M verbindet.

Werden diese Normallinien verlängert, bis sich je zwei aufeinander folgende schneiden, so sind die Durchschnittspunkte die Mittelpunkte der Kreisbögen A III, III II, II I, I M, aus welchen die Parabel zusammengesetzt werden kann.

3.

Verzeichnung einer Ellypse, deren Axen gegeben sind.

a) Genaues Verfahren. Fig. 2.

Es sei O der Mittelpnnkt, O a die halbe grosse, O b die halbe kleine Axe. Beschreibe aus O mit den Halbmessern O b, O a, und O c = O b + O a die concentrischen Kreise β b, a α, c γ, ziehe einen beliebigen Radius O q p r, ziehe durch q eine Parallele zu O c, durch p eine Parallele zu O b, so schneiden sich diese Linien in einem Punkt m der Ellypse; und wenn man m mit r verbindet, so ist dies die zum Punkt m der Ellypse gehörige Normale.

Wiederholt man diese Construction, indem man mehrere Radien von O aus zieht, so erhält man zur Verzeichnung der Ellypse eine Folge von Punkten und die denselben entsprechenden Normalen.

b) Annäherungsverfahren. Fig. 3.

Es sei O der Mittelpunkt, $a a_1$ die grosse, $b b_1$ die kleine Axe der Ellypse.

Mache $O c = O b$, $O d = O d_1 = 3 \frac{\overline{a c}}{2}$, $O e = O e_1 = 4 \frac{\overline{a c}}{2}$, ziehe $e_1 d m$, $e_1 d_1 m_1$, $e d n$, $e d_1 n_1$, und beschreibe aus den Punkten $d d_1 e e_1$ die Kreisbögen $n a m$, $n_1 a_1 m_1$, $n b_1 n_1$, $m b m_1$, so bilden diese zusammen eine der Ellypse ähnliche Linie, vorausgesetzt, dass das Verhältniss zwischen der grossen und kleinen Axe nicht grösser als 2 ist. Ist dieses Verhältniss grösser als 2, so muss die genauere Methode gebraucht werden.

4.

Verzeichnung der Cycloide. Fig. 4.

Es sei 09_1 die Grundlinie 049 die Hälfte des Erzeugungskreises in seiner anfänglichen Stellung. Man theile den Halbkreis in mehrere, z. B. in 9 gleiche Theile und ziehe die Sehnen 01, 02, 03, 04... trage die abgewickelte Länge eines der Bögen 01, 12, 23, von 0 aus eben so oftmal auf, als die Anzahl der Theile beträgt, in welche der Halbkreis getheilt wurde, und ziehe durch die Punkte 1_1 2_1 3_1 4_1...

parallele Linien zu den Sehnen 01, 02, 03.... so sind die Durchschnittspunkte I II III IV V.... die Mittelpunkte der Kreisbögen o a, a b, b c.... aus welchen die zu verzeichnende Cycloide zusammengesetzt werden kann.

5.

Verzeichnung eines Bogenstückes einer Epycycloide. Fig. 5.

Es sei 06 das gegebene Bogenstück des Grundkreises, für welches das epycycloidische Bogenstück 06_2 verzeichnet werden soll; n das Verhältniss zwischen den Halbmessern des Grundkreises und des Erzeugungskreises.

Man theile das Bogenstück 06 in mehrere, z. B. in 6 gleiche Theile. $01 = 12 = 23 = ... = a$, nehme ein Bogenstück von der Länge $(n + 1)$ a, trage dasselbe von 0 aus ebenfalls 6mal auf, verbinde die sich ergebenden Punkte 1_1 2_1 3_1 4_1.... mit den Punkten 1, 2, 3, 4, und beschreibe aus den Durchschnittspunkten 1, I, II, III die Kreisbögen $0\,1_2$, $1_2\,2_2$, $2_2\,3_2$,..... so bilden diese zusammen annähernd das zu verzeichnende epycycloidische Bogenstück.

6.

Verzeichnung des Bogenstückes einer Hypocycloide. Fig. 6.

Es sei 05 das gegebene Bogenstück des Grundkreises, für welches das hypocycloidische Bogenstück 05_2 verzeichnet werden soll, n das Verhältniss zwischen den Halbmessern des Grundkreises und des Erzeugungskreises.

Man theile den Bogen 05 in mehrere, z. B. in 5 gleiche Theile $01 = 12 = 23 = ... = a$, mache die Bögen $01_1 = 1_1\,2_1 = 2_1\,3_1 = .. = (n-1)\,a$, ziehe die Linien 1_1 1 I., 2_1 2 II., 3_1 3 III..... und beschreibe aus den Punkten I II III die Kreisbögen 01_2, $1_2\,2_2$, $2_2\,3_2$, $3_2\,4_2$,... so bilden diese zusammen das zu verzeichnende hypocycloidische Bogenstück.

Flächen- und Körperberechnung.

7.

Der Flächeninhalt A M p Fig. 1 ***einer Parabel***

ist gleich

$$\frac{2}{3}\,\overline{Ap} \times \overline{Mp}$$

8.

Der Flächeninhalt einer Ellypse

ist gleich dem Produkte aus den beiden Halbaxen in die ***Ludolph'***sche Zahl $\pi = 3 \cdot 142$.

9.

Simpson's Regel

zur Berechnung des Flächeninhaltes ebener Figuren. Es sei A B C D Fig. 7. der zu berechnende Flächeninhalt. Man theile A D in eine gerade Anzahl n gleicher Theile $A\,1 = 12 = 23 = \ldots = e$ und messe die Ordinaten $y_0\ y_1\ y_2 \ldots y_n$; dann findet man:

$$\text{Flächeninhalt A B C D} = \frac{1}{3}\,e \left\{ y_0 + y_n + 4\,(y_1 + y_3 + y_5 + \ldots + y_{n-1}) + 2\,(y_2 + y_4 + \ldots + y_{n-2}) \right\}.$$

10.

Die Oberfläche einer Kugel

von dem Halbmesser r ist gleich

$$4\,r^2\,\pi \ldots (\pi = 3 \cdot 142).$$

11.

Die Oberfläche eines Kugelabschnittes

ist gleich

$$2\,\pi\,r\,a = \pi\,(a^2 + b^2).$$

wobei

r den Halbmesser der Kugel,
a die Höhe des Abschnittes,
b den Halbmesser des Kugelschnittes,

bezeichnet.

12.

Der Kubikinhalt einer Pyramide oder eines Kegels

ist gleich $\frac{1}{3}$ A h, wenn A die Grundfläche h die Höhe des Körpers bezeichnet.

13.

Der Kubikinhalt einer Kugel,

deren Halbmesser r ist

$$\frac{4}{3} r^3 \pi.$$

14.

Der Kubikinhalt eines Kugelabschnittes

ist gleich

$$\frac{\pi}{6} a (3 b^2 + a^2)$$

wobei a die Höhe und b den Halbmesser des Kugelabschnittes bezeichnet.

Die Maschinenorgane in geometrischer Hinsicht.

Rollen.

15.

Benennungen.

Um die Stellung der Rollen und den Lauf des Riemens beschreiben zu können nennen wir:

a) Mittlere Ebene einer Rolle: eine Ebene, welche auf der Axe einer Rolle senkrecht steht und durch die Mitte der Rollenbreite geht.

b) Mittleren Schnitt: den Kreis, in welchen die mittlere Ebene die Oberfläche der Rolle schneidet.

c) Riemen Mittel: eine auf dem Riemen gezogene von den Rändern desselben gleichweit abstehende Linie.

16.

Richtung der Axen.

Die Axen, welche durch Rollen und Riemen oder Schnüre verbunden werden sollen, können sein:

a) parallel zu einander,

b) unter einem Winkel sich schneidend,

c) gegen einander geneigt und sich nicht schneidend.

17.

Hauptregel für die geometrische Anordnung eines Riementriebes.

Bei der Anordnung eines Riementriebes müssen die folgenden 2 Regeln beobachtet werden: 1) Muss die Mittellinie des Riemens, da wo derselbe auf eine Rolle aufläuft in der mittleren Ebene dieser Rolle liegen. 2) Sollen die Leitrollen, wenn solche anzubringen sind, so gestellt werden, dass die Linie, in welcher die mittlere Ebene der Leitrolle die mittlere Ebene der Triebrolle durchschneidet, mit der Mittellinie des Riemens zusammenfällt.

18.

Beispiele über Riementriebe.

Nach den in Nr. 17 ausgesprochenen Regeln sind die in Fig. 8 bis 14 dargestellten Riementriebe angeordnet.

Fig. 8. Die Axen parallel nach gleicher Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Triebrollen fallen zusammen.

Fig. 9. Die Axen parallel, nach entgegengesetzter Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Rollen fallen zusammen.

Fig. 10. Die Axen parallel, nach gleicher Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Rollen nicht zusammenfallend. $l\ l_1$ Leitrollen.

Fig. 11. Rollen auf zwei sich schneidende Axen. $l\ l_1$ Leitrollen, deren Ort und Stellung gefunden wird wie folgt. Nehme in der durchschnittslinie L der mittleren Ebenen der Leitrollen zwei beliebige Punkte $a\ a_1$ an, ziehe von denselben Tangenten an die mittleren Schnitte der Triebrollen, und lege die Rollen $l\ l_1$ so, dass die mittleren Schnitte einer jeden von einem Tangentenpaar berührt wird. Werden die Rollen $l\ l_1$ auf diese Weise gestellt, so drücken die Riemen nach normaler Richtung gegen die Rollen, und können daher von denselben nicht abgleiten.

Fig. 12. Zwei gegen einander geneigte sich nicht schneidende Axen. Die Durchschnittlinie L der mittleren Ebenen der Triebrollen berührt die mittleren Kreisschnitte der Rollen. Die Bewegung muss nach der Richtung der Pfeile erfolgen (vermöge Regel Nr. 17). Die kürzeste Distanz der Axen muss ungefähr 2 mal so gross sein, als die grössere der beiden Rollen.

Fig. 13. Die Axen gegen einander geneigt, sich nicht schneidend. Die Rollen in beliebigen Stellen mit den Axen verbunden. Die Stellung der Leitrollen wird wie im Falle Fig. 11 gefunden.

Fig. 14. Die Axen gegen einander geneigt sich nicht schneidend. Die Rolle A fest mit a verbunden. Die Rolle B vermittelst eines *Hook'*schen Schlüssels mit b verbunden. Die mittleren Ebenen beider Rollen zusammenfallend.

Räder.

19.

Bestimmung der Grundform der Räder.

Die verzahnten Räder, welche gewöhnlich gebraucht werden, haben: wenn die Axen parallel sind, cylindrische; wenn die Axen sich schneiden, konische; wenn die Axen nicht parallel sind und sich nicht schneiden, hyperbolische Grundformen, die auf folgende Weise bestimmt werden.

a) bei Stirnrädern, d. h. bei Rädern für parallele Axen, seien
R r die Halbmesser der Theilkreise,
d die Distanz der Axen,
$n = \frac{R}{r}$ die Uebersetzungszahl, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oft das Rad vom Halbmesser r sich umdrehen soll, während jenes vom Halbmesser R einmal umgeht, so ist

$$R = \frac{n\,d}{n+1}$$

$$r = \frac{d}{n+1}$$

b) Bei Kegelrädern, d. h. wenn die Axen sich schneiden. Es seien Fig. 15. C A und C a die beiden Axen, n die Anzahl der Umdrehungen, welche die Axe C a bei einer Umdrehung der Axe C A machen soll.

Man bestimme einen Punkt b, dessen Abstände b O und b o von den Axen sich wie n:1 verhalten, und ziehe b c. Denkt man sich nun das

Dreieck O C b um C A und das Dreieck o C b um C a herumgedreht, so entstehen die zwei längs der Linie b C sich berührenden Grundkegel der Räder.

c) Für hyperbolische Räder Fig. 16. Es seien C A und C a die beiden Axen, die mit der Ebene des Papieres parallel sind. Die kürzeste Distanz der Axen geht durch C, ist auf der Ebene des Papieres senkrecht und ihre Länge sei gleich s. Die Anzahl der Umdrehungen, welche C a bei einer Umdrehung von C A machen soll, sei n.

Theile den Winkel A C a der Axen durch eine Linie C q in zwei Theile, so dass A q : q a = n : 1.

Mache $\overline{C\,D} = \overline{A\,E} = \frac{n}{n+1}\,s$, $\overline{C\,d} = \overline{a\,e} = \frac{s}{n+1}$

sodann: $\overline{A\,B} = \overline{A\,B_1} = \overline{q\,E}$, $\overline{a\,b} = \overline{a\,b_1} = \overline{q\,e}$.

Verzeichne mit den Halbmessern A B und C D, a b und C d die Kreise K K_1 k k_1. Ziehe q m parallel mit C a, q n parallel mit C A. Theile den Kreis K von n ausgehend in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Zähne beträgt, welche das Rad erhalten soll, und den Kreis k von m ausgehend, in eine n mal kleinere Anzahl gleicher Theile. Ziehe durch die Theilungspunkte die Tangenten T T_1 T_2 .... t t_1 t_2 und suche ihre Projektionen, so bestimmen diese durch ihre wechselseitigen Durchschnitte die Hyperbeln B D B_1 D_1 b d b_1 d_1, welche durch Umdrehung um ihre Axen die Grundformen der beiden Räder erzeugen. Die Linie C q gibt die Richtung an, nach welcher die Zähne der Räder einzuschneiden sind.

Verzahnung.

20.

Anzahl der Zähne.

Zwei in einander greifende Räder erhalten gleich grosse Theilungen. Die Anzahl der Zähne zweier in einander greifender Räder verhalten sich demnach wie die Halbmesser derselben. Die absolute Anzahl der Zähne ist in geometrischer Hinsicht willkührlich, und wird durch die Kraft bestimmt, welche am Umfange der Räder wirkt.

21.

Grundbedingung für die Form der Zähne.

Die Zähne zweier in einander greifender Räder müssen so geformt sein, dass das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten der beiden Räder

in jedem Augenblicke der Bewegung denselben Werth hat. Es gibt unendlich viele Paare von Zahnformen, welche dieser wesentlichen Grundbedingung entsprechen. Die gebräuchlichsten sind folgende.

22.

Erste epycycloidische Verzahnung. Fig. 17.

n a m Zahn des Rades R. a n eine radiale Linie. a m ein epycycloidischer Bogen. Der Halbmesser des Grundkreises ist R. Der Halbmesser des Wälzungskreises $\frac{1}{2}$ r. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a n_1 eine radiale gerade Linie. a m_1 ein epycycloidischer Bogen. Der Halbmesser des Grundkreises dieser Epycycloide ist r, der Halbmesser des Erzeugungskreises $\frac{1}{2}$ R. Die epycycloidischen Bögen entsprechen der Wälzung auf einem Theilungsbogen.

23.

Zweite epycycloidische Verzahnung. Fig. 18.

n a m Zahn des Rades R. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a m epycycloidischer, a n_1 hypocycloidischer Bogen. Halbmesser des Grundkreises für a m gleich R. Halbmesser des Grundkreises für a n_1 gleich r. Halbmesser der Erzeugungskreise für a m und a n_1 gleich gross und kleiner als $\frac{1}{2}$ r, sonst willkührlich. a m_1 epycycloidiseher, a n hypocycloidischer Bogen. Halbmesser des Grundkreises für a m_1 gleich r. Halbmesser des Grundkreises für a n gleich R. Halbmesser der Erzeugungskreise für a n und a m_1 gleich gross aber kleiner als $\frac{1}{2}$ R, sonst willkührlich. Jeder dieser 4 Bögen entspricht der Wälzung auf einem Theilungsbogen. Diese Anordnung ist insbesondere für starke Uebersetzungen geeignet.

24.

Zahnstange mit Getriebe. Fig. 19.

n a m Zahn der Zahnstange. a n gerade auf die Grundlinie der Zahnstange senkrechte Linie. a m cycloidischer Bogen. Halbmesser des Erzeugungskreises gleich $\frac{1}{2}$ r. m_1 a n_1 Zahn des Getriebes. a n_1 gerade radiale Linie. a m_1 Evolvente des Kreises r. Die Bögen a m und a m_1 entsprechen einer Theilung.

25.

Innere cycloidische Verzahnung. Fig. 20.

R r die Theilkreise. n a m Zahn des Rades R. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a m, a n_1 hypocycloidische Bögen, Halbmesser der Grundkreise R und r, Halbmesser der Erzeugungskreise, für beide gleich gross, kleiner als $\frac{1}{2}$ r, sonst willkürlich. a m_t, a n epycycloidische Bögen, Halbmesser der Grundkreise r R, Halbmesser der Erzeugungskreise, für beide gleich gross, sonst beliebig.

26.

Verzahnung mit Kreisbögen.

Man erhält auch brauchbare Zahnformen, wenn man die äusseren Theile der Zähne nach passenden Kreisbögen abrundet, und die inneren Theile geradlinigt und radial macht. Die passenden Abrundungshalbmesser für die äusseren Theile der Zähne findet man vermittelst folgender Formeln:

$$\binom{\varrho}{r} = \frac{n+2}{2\,(n+1)}\ t$$

$$\binom{\varrho}{R} = \frac{2\,n+1}{2\,(n+1)}\ t$$

Dabei bezeichnen:

R r die Halbmesser der Theilkreise beider Räder,

$n = \frac{R}{r}$ die Uebersetzungszahl, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oftmal das kleinere Rad bei einer Umdrehung des grösseren Rades umgehen soll,

t die für beide Räder gleich grosse Zahntheilung,

$\binom{\varrho}{r}$ $\binom{\varrho}{R}$ die Abrundungshalbmesser für die Zähne der Räder r und R.

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten:

n	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{2}$	2	4	6	∞
$\frac{\left(\frac{\varrho}{R}\right)}{t}$	0·75	0·77	0·79	0·80	0·83	0·90	0·92	1
$\frac{\left(\frac{\varrho}{r}\right)}{t}$	0·75	0·72	0·71	0·70	0·67	0·60	0·57	0·5

$n = \infty$ entspricht der Zahnstange mit Getriebe. — Es verdient bemerkt zu werden, dass

$$\left(\frac{\varrho}{r}\right) + \left(\frac{\varrho}{R}\right) = \frac{3}{2}\,t$$

die Verzeichnung der Zähne vermittelst dieser Abrundungshalbmesser erklärt Fig. 21. R r die Theilkreise der Räder. R_1 r_1 zwei Kreise, deren Halbmesser halb so gross sind als jene von R und r. $\overset{\frown}{a\,M} = \overset{\frown}{a\,N} = \overset{\frown}{a\,m} = \overset{\frown}{a\,n} = t$. $\overline{M\,O} = \overline{N\,O} = \left(\frac{\varrho}{R}\right)$, $\overline{m\,o} = \overline{n\,o} = \left(\frac{\varrho}{r}\right)$. Bogen $\overset{\frown}{M\,N\,P}$ aus O, Bogen $\overset{\frown}{m\,n\,p}$ aus o beschrieben. $\overline{C\,P}$ Tangente an $\overset{\frown}{M\,N\,P}$, $\overline{c\,p}$ Tangente an $\overset{\frown}{m\,n\,p}$.

Wenn sowohl der äussere als auch der innere Theil der Zähne nach Kreisbögen abgerundet werden soll, so findet man die passenden Abrundungshalbmesser nach folgenden Formeln:

Benenaung des Bogens Fig. 18.	*Abrundungs-halbmesser.*
am	$\frac{R + r_1}{R + 2r_1}\,t$
an	$\frac{R - R_1}{R - 2R_1}\,t$
am_1	$\frac{r + R_1}{r + 2R_1}\,t$
an_1	$\frac{r - r_1}{r - 2r_1}\,t$

In diesen Formeln bedeutet:

R r die Halbmesser der Theilkreise der beiden Räder,

t die Zahntheilung,

R_1 r_1 die Halbmesser zweier Hilfskreise, die an die Bedingung geknüpft sind, dass R_1 kleiner als $\frac{1}{2}$ R, und r_1 kleiner als $\frac{1}{2}$ r sein muss, im Uebrigen aber willkührlich genommen werden können.

27.

Aeussere Evolventen-Verzahnung. Fig. 22.

R r die Theilkreise der Räder. a b gleich einer Zahntheilung. b o eine gerade radiale Linie. g a f senkrecht auf b o. O g senkrecht auf g a f oder parallel zu b o. R_1 r_1 zwei mit den Halbmessern O g und o f beschriebene Kreise. f h Evolvente, die durch Aufwicklung von g f auf R_1 entsteht. a i = a f. i k Evolvente, die durch Aufwicklung von i f auf r_1 entsteht. Die Evolventenbögen f h und i k sind die gekrümmten Theile der Zähne. Die geraden radialen Theile h h_1, k k_1 müssen so weit gegen die Mittelpunkte O o fortgesetzt werden, dass die äusseren krummlinigen Theile hinreichend Spielraum finden.

Zähne, welche auf die soeben angedeutete Weise construirt werden, können im Ganzen durch zwei Theilungen auf einander wirken, und zwar durch eine Theilung vor, und durch eine Theilung nach der Centrallinie O o. Will man, dass die Zähne um mehr oder weniger als eine Theilung vor und nach der Centrallinie auf einander einwirken sollen, so müssen die Längen a b und a i gerade so lang gemacht werden als die Wege, durch welche die Einwirkung stattfinden soll. Wird z. B. a b gleich $1\frac{1}{2}$ und a i gleich $1\frac{2}{3}$ Theilung gemacht, so erhält man eine Verzahnung, die durch $1\frac{1}{2} + 1\frac{2}{3}$ Theilungen wirkt.

28.

Innere Evolventen-Verzahnung. Fig. 23.

Wenn je zwei Zähne durch zwei Theilungen auf einander einwirken sollen, verfährt man wie folgt. Verzeichne die Theilkreise R und r, und am Mittelpunkt o des Getriebes einen Theilungswinkel a o b, ziehe b o, fälle von a aus das Perpendikel a f und verlängere dasselbe nach beiden Seiten, ziehe O g parallel mit o b und beschreibe mit den Halbmessern o f und O g die Kreise r_1 und R_1. Nun mache man a c = a f und verzeichne die Evolventen c d und c e, die durch Aufwicklung

von f c und g e auf r_1 und R_1 entstehen, so sind c d und c e die krummlinigen Theile der Zähne. Für den freien Durchgang der Zähne wird an c d noch ein gerader radialer Theil d d_1, und an e c eine krummlinige Fortsetzung c c_1 angebracht. Sollen die Zähne durch einen Weg s vor, und durch einen Weg s_1 nach der Centrallinie auf einander wirken, so muss c a = s und a f = s_1 gemacht werden, im Uebrigen aber das gleiche Verfahren befolgt werden.

29.

Eigenschaften der Evolventen-Verzahnung.

Die Evolventen-Verzahnung hat folgende praktisch-wichtige Eigenschaften:

1) Alle mit Evolventenzähnen versehenen Räder können, wenn sie nur gleiche Theilungen haben, einander richtig bewegen.
2) Die Entfernung der Axen der Räder kann, unbeschadet des richtigen Eingriffes vermindert oder vermehrt werden; die Dauer des richtigen Eingriffs wird jedoch dadurch geändert.
3) Evolventenzähne verursachen die geringste Reibung.
4) Evolventenzähne verändern am wenigsten ihre Zähne durch Abnutzung.
5) Räder mit Evolventenzähnen können auch zur Bewegung von Axen, die sich nicht schneiden und einen Winkel bilden, gebraucht werden.
6) Evolventenzähne sind geometrisch ähnlich, und können desshalb am leichtesten durch Maschinen richtig geschnitten werden.
7) Nachtheilige Eigenschaften sind keine bekannt.

Vermöge dieser Eigenschaften sollten die Evolventenzähne allgemein eingeführt werden.

30.

Allgemeine Verzahnung. Fig. 24.

Wenn der Zahn von einem der beiden Räder beliebig angenommen wird, kann die entsprechende Form des Zahnes des anderen Rades auf folgende Art gefunden werden. Es seien R r die Theilkreise, a n b ein beliebiger krummliniger Einschnitt, welcher die Form des Zahnes von r sein soll. Um die entsprechende Form des Zahnes von R zu erhalten, nehme man in a b einen beliebigen Punkt n an, ziehe die Normale n m, mache $\overset{\frown}{a\ m_1} = \overset{\frown}{a\ m}$, ziehe durch m_1 eine gerade Linie

welche den Kreis R unter dem gleichen Winkel schneidet, unter welchem r von n m geschnitten wird, und mache endlich $\overline{m_1 n_1} = \overline{m n}$, so ist n_1 ein Punkt der gesuchten Zahnform. Dieses Verfahren auf mehrere Punkte der Kurve a b angewendet, gibt eine Reihe von Punkten der zu verzeichnenden Zahnkurve. Wie man zu verfahren hat, wenn a n_1 gegeben und a n gesucht wird, bedarf keiner Erklärung.

31.

Verzahnung der konischen Räder. Fig. 15.

Es seien C A und C a die Axen, C b e, C b f die Grundkegel, C b ihre gemeinschaftliche Berührungslinie. Errichtet man in b auf b C eine Senkrechte S b s, zieht S e und s f und denkt sich die Dreiecke e S b und b s f um C A und C a herumgedreht, so entstehen zwei neue Kegelflächen, und die Linien, in welchen die richtig geformten Zahnflächen geschnitten werden, stimmen annähernd mit den richtigen Formen der Zähne zweier Stirnräder überein, deren Halbmesser gleich S b und s b sind. Wenn man die Zähne nach Kreisbögen abrunden, demnach das in N° 26 angegebene Verfahren anwenden will, muss in den dort aufgestellten Formeln

$$n = \frac{S b}{s b} = \frac{i + \text{Cos. } \alpha}{i \text{ Cos. } \alpha + 1} i$$

gesetzt werden. Hier bedeutet:

$i = \frac{b O}{b o}$ die Uebersetzungszahl,

α = Winkel A C a.

Stehen die Axen auf einander senkrecht, so ist $\alpha = 90°$, und dann wird:

$$n = i^2.$$

32.

Die Schraube ohne Ende. Fig. 25. 26.

Bei einer Umdrehung der Schraube legt ein Punkt im Theilkreis des Rades einen Weg zurück der gleich ist der Höhe eines Schraubenganges. Die Anzahl der Theilungen, um welche das Rad bei einer Umdrehung der Schraube fortrückt, ist demnach gleich der Anzahl der Schraubengänge. Bei einer eingängigen Schraube rückt das Rad um eine Theilung weiter, wenn das Rad einmal um seine Axe gedreht wird.

Die Uebersetzungszahl ist gleich der Anzahl der Zähne des Rades, dividirt durch die Schraubengänge. Die Stärke der Zähne wird nach der zu übertragenden Kraft bestimmt. Die Form der Zähne des Rades und der Gewinde der Schraube erklären Fig. 25 und 26. Fig. 25 ist ein Schnitt mit einer auf die Axe des Rades senkrecht stehenden und durch die Axe der Schraube gehenden Ebene. Die Schnittlinien m n p, m_1 n_1 p_1 sind wie bei einer Zahnstange, die durch ein Getriebe bewegt wird, zu verzeichnen. Die Schraube wird sowohl für die Verzeichnung als auch für die Ausführung am einfachsten, wenn man den krummen Theil $\overset{\frown}{n\,m}$ weglässt; in welchem Falle jedoch die Linie $m_1\,n_1$ für mehr als eine Theilung construirt werden muss. Wenn die Anordnung zur Uebertragung einer grösseren Kraft dient, wird das Rad mit den Zähnen gegossen. Bei Schrauben ohne Ende, die zu genauen Führungen dienen, werden die Zähne in den metallenen Radkörper eingeschnitten, und die wahren Zahnformen sind die Einhüllungsflächen, welche die Schraubengewinde durch ihre relative Bewegung gegen das Rad beschreiben.

Gerad-Führungen.

33.

Balancier mit Gegenlenker. Fig. 27.

Wenn der Balancier und das Verbindungsstück gegeben sind, kann man den Gegenlenker auf folgende Art durch Construction finden. — Verzeichne den Balancier in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, ziehe a_1 a_2, halbire a e und ziehe durch m eine auf a C senkrechte Linie y x, so ist diese die Mittellinie der Kolbenstange. Nun zeichne man das Verbindungsstück in der höchsten a_1 b_1 c_1, mittleren a b c, und tiefsten Stellung a_2 b_2 c_2, und zwar so, dass b b_1 b_2 in x y liegen. Sucht man endlich den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die Punkte c c_1 c_2 geht, so hat man den Drehungspunkt des Gegenlenkers, und $o\,c = o\,c_1 = o\,c_2$ ist die Länge desselben.

Setzt man $a\,C = a$, $a\,b = b$, $b\,c = c$, $o\,c = r$, $\overset{\frown}{a_1\,C\,a} = \alpha$, so findet man die Länge des Gegenlenkers durch folgende Formel:

$$r = \frac{1}{2}\left\{ a\,\frac{b}{c}\,\frac{\sin.^2\alpha}{1-\cos.\alpha} + a\,\frac{c}{b}\,(1-\cos.\alpha)\right\}$$

Wenn r und a gegeben und $\frac{b}{c}$ gesucht werden soll, hat man:

$$\frac{b}{c} = \frac{1-\cos.\alpha}{\sin.^2\alpha}\left\{\frac{r}{a} + \sqrt{\left(\frac{r}{a}\right)^2 - \sin.^2\alpha}\right\}$$

Ist der Winkel α nicht grösser, als ungefähr 30°, so hat man auch annähernd:

$$r = a \frac{b}{c} \text{ oder: } \frac{b}{c} = \frac{r}{a}$$

34.

Das Watt'sche Parallelogramm für Landmaschinen. Fig. 28.

Wenn der Balancier C b und die Abmessungen des Parallelogramms a b c d gegeben sind, findet man den Gegenlenker o d durch Construktion, wie folgt.

Verzeichne das Parallelogramm in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, und zwar so, dass die Punkte c_1 c c_2, in die Vertikallinie x y fallen, welche durch den Halbirungspunkt m von b n geht, und suche den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die Punkte d_1 d d_2 gezogen werden kann; dann ist o der Drehungspunkt und $o d = o d_1 = o d_2$ die Länge des Gegenlenkers.

Setzt man $C b = a$, $C a = b$, $o d = r$, $b_1 \hat{C} b = \alpha$, so hat man zur Berechnung des Gegenlenkers die Formel.

$$r = \frac{1}{2} \left\{ \frac{b^2}{a - b} \frac{\sin.^2 \alpha}{1 - \cos. \alpha} + (a - b)(1 - \cos. \alpha) \right\}$$

Wenn a und r gegeben und b zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$r = \frac{b^2}{a - b} \text{ und } b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + ar}.$$

Wenn a und $b + r = e$ gegeben und b so wie r zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$b = \frac{a e}{a + e}, \quad r = \frac{e^2}{a + e}$$

Nebst dem Punkt c_1 wird auch jeder andere Punkt, z. B. f und g der Linie c_1 C geradlinigt geführt, wenn man f und g durch Verbindungsstücke h i und $a d_1$, die zu $c_1 b_1$ parallel sind, mit dem Parallelogramm in Zusammenhang bringt. Hiedurch ist also ein Mittel geboten, eine beliebige Anzahl von Kolbenstangen geradelinigt zu führen.

35.

Das Watt'sche Parallelogramm für Schiffsmaschinen. Fig. 29.

Ist der Balancier C b und das Parallelogramm gegeben, so findet man den Gegenlenker o d wie folgt. Verzeichne das Parallelogramm in der

höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, und zwar so, dass die Punkte e_1 e e_2 (die drei Stellungen der Traverse) in die durch den Halbierungspunkt m von b n gehende Vertikallinien (Axe der Kolbenstange) fallen. Sucht man sodann den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die drei Punkte d d_1 d_2 gezogen werden kann, so ist o der Drehungspunkt, und o d die Länge des Gegenlenkers.

Nennt man: $Cb = a$, $Ca = b$, $bc = c$, $be = d$, $od = r$, $\overset{\frown}{b_1\ C\ b} = \alpha$, so hat man zur Berechnung der Länge des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{1}{2}\left\{\frac{b^2}{\frac{c}{d}\,a - b}\,\frac{\sin.^2\alpha}{1-\cos.\alpha} + \left(\frac{c}{d}\,a - b\right)(1-\cos.\alpha)\right\}$$

Annähernd ist auch;

$$r = \frac{b^2}{\frac{c}{d}\,a - b}$$

Wenn r, a, $\frac{c}{d}$ gegeben und b zu suchen wäre, hat man annähernd

$$b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + r\left(\frac{c}{d}\right)a}$$

Wenn $b + r = e$, a, $\frac{c}{d}$ gegeben und b so wie r zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$b = \frac{a\,e\,\frac{c}{d}}{e + \frac{c}{d}\,a}, \quad r = \frac{e^2}{e + \frac{c}{d}\,a}$$

36.

Balancier ohne Drehungsaxe. Fig. 30.

C c_1 eine um C drehbare Stütze. c_1 a_1 der Balancier, in welchem bei a_1 die geradlinigt auf- und niedergehende Kolbenstange, und bei b_1 ein Gegenlenker, der sich um o dreht, eingehängt ist. Um den Gegenlenker durch Construction zu finden, zeichne man die Anordnung in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung und bestimme den Mittel-

punkt o des Kreises, der durch die drei Punkte b b_1 b_2 geht; dann ist o der Einhängspunkt, und b o die Länge des Gegenlenkers.

Setzt man $c_1 a_1 = a$, $c_1 b_1 = b$, $o b_1 = r$, $\widehat{a_1 c_1 o} = \alpha$, so hat man znr Berechnung der Länge des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{1}{2}\left\{\frac{b^2}{a-b}\,\frac{\sin.^2\alpha}{1-\cos.\alpha} + (a-b)\,(1-\cos.\alpha)\right\}$$

Oder annähernd:

$$r = \frac{b^2}{a-b}$$

Ist $b + r = e$ und a gegeben, so findet man annähernd:

$$b = \frac{a\,e}{a+e}, \quad r\,\frac{e^2}{a+e}$$

37.

Anmerkung.

Die Vorrichtungen Fig. 27, 28, 29, 30, bringen keine mathematisch genaue Geradführung hervor, der Fehler ist jedoch, wenn der Ablenkungswinkel α nicht mehr als 30° beträgt, von keinem merklichen Nachtheil.

Zweiter Abschnitt.

Festigkeit der Materialien.

(In diesem Abschnitt sind alle Abmessungeu in Centimetres ausgedrückt.)

38.

Absolute Festigkeit.

Wir nehmen als Maass der absoluten Festigkeit eines Materials die Kraft in Kilogr., welche im Stande ist, einen Stab von einem Quadrat-Centm. Querschnitt zu zerreissen.

Nennt man:

$\mathfrak{A}$ die absolute Festigkeit eines Materials, aus welchem ein Stab von gleichem Querschnitt besteht,

a den Querschnitt des Stabes,

K die Kraft in Kilogr., welche das Abreissen des Stabes zu bewirken vermag,

so ist:

$$K = \mathfrak{A}\,a, \quad a = \frac{K}{\mathfrak{A}}, \quad \mathfrak{A} = \frac{K}{a}$$

Die Werthe von $\mathfrak{A}$ für die in der Praxis vorzugsweise angewendeten Materialien sind in der Tabelle Nr. 57 angegeben.

39.

Berechnung der Elasticitätsmomente verschiedener Querschnittsformen. Tafel V.

Das Elasticitätsmoment eines Querschnittes (d. h. die Summe der statischen Momente aller Spannungen und Pressungen, die in einem

Querschnitt eines Stabes in Folge einer Biegung desselben entstanden sind) wird gefunden, wenn man die auf 1 Quadrat-Centm. bezogene Spannung der am stärksten ausgedehnten Fasern, mit einem gewissen von den Querschnittsdimensionen abhängigen Ausdruck multiplicirt.

Nennt man:

M das Elasticitätsmoment eines Querschnittes in dem so eben angegebenen Sinn,

$\mathfrak{B}$ die auf einen Quadrat-Centm. bezogene grösste Spannung, welche in dem Querschnitt vorkommt,

E den erwähnten von den Querschnittsdimensionen des Stabes abhängigen Ausdruck,

z die Entfernung der am stärksten gespannten Fasern von der (durch den Schwerpunkt des Querschnittes gehenden) neutralen Faser (d. h. von derjenigen Faser, in welcher weder Ausdehnung noch Zusammenpressung stattfindet),

so ist:

$$M = \mathfrak{B} E.$$

Die Werthe von E und z für die verschiedenen Querschnittsformen, welche in der Anwendung gebraucht werden, sind auf Tafel V. zusammengestellt.

40.

Festigkeit stabförmiger Körper gegen das Abbrechen.

In den folgenden Formeln bedeutet:

$\mathfrak{B}$ die auf 1 Quadrat-Centm. bezogene grösste Spannung, welche in dem Stab vorkommt,

$\mathfrak{B}$E das Elasticitätsmoment, welches dem Querschnitt entspricht, in welchem die grösste Spannung stattfindet; wobei für E derjenige von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken zu setzen ist, welcher der Querschnittform des Stabes entspricht,

p das Gewicht des Stabes in Kilogr.

Es ist

a) Wenn der Stab an dem einen Ende festgehalten und am andern Ende belastet ist,

Fig. 31. $$\mathfrak{B} E = P l + \frac{1}{2} p l.$$

b) Wenn der Stab mit beiden Enden aufliegt und in der Mitte belastet ist

Fig. 32. $$\mathfrak{B} E = P l. + \frac{1}{4} p l.$$

c) Wenn die Last 2 P um c und c_1 von den Unterstützungspunkten entfernt ist:

Fig. 33. $$\mathfrak{B}\,E = \frac{c\,c_1}{l}\left(P + \frac{1}{4}\,p\right)$$

d) Wenn in einer Entfernung c von jedem Unterstützungspunkte eine Last P wirkt:

Fig. 34. $$\mathfrak{B}\,E = P\,c + \frac{1}{2}\,p\,c\left(1 - \frac{1}{2}\,\frac{c}{e}\right)$$

e) Wenn eine Last 2 P auf eine Länge 2 e auf dem Stab gleichförmig vertheilt ist, und der Schwerpunkt der Last um c und c_1 von den beiden Unterstützungspunkten entfernt ist:

Fig. 35. $$\mathfrak{B}\,E = P\left(\frac{c\,c_1}{l} - \frac{e}{2}\right) + \frac{p}{4}\,\frac{c\,c_1}{l}.$$

Will man vermittelst dieser Formeln die Last berechnen, bei welcher ein stabförmiger Körper abbricht, so muss in denselben für $\mathfrak{B}$ der Brechungs-Coeffizient gesetzt werden, welcher dem Materiale entspricht, aus welchem der Stab besteht. Will man hingegen die Querschnittsdimensionen berechnen, welche ein stabförmiger Körper erhalten muss, um mit Sicherheit eine gegebene Last tragen zu können, so muss man in jenen Formeln für $\mathfrak{B}$, je nach Umständen, den 5ten, 10ten oder sogar nur den 20ten Theil von dem Brechungs-Coeffizienten in Rechnung bringen.

Für Maschinenconstructionen darf in der Regel nur der 10te Theil dieses Coeffizienten genommen werden. Die Brechungs-Coeffizienten für die verschiedenen Materialien sind auf Tabelle N° 57 in der mit $\mathfrak{B}$ überschriebenen Vertikalcolumne zusammengestellt.

41.

Festigkeit der Körper gegen das Zerdrücken.

Wenn die Dimension eines Körpers nach der Richtung des Druckes klein ist, im Vergleich zu den darauf senkrechten Abmessungen, so ist die Kraft, welche das Zerdrücken des Körpers bewirkt, unabhängig von der Länge und proportional dem Querschnitt. Die Widerstandsfähigkeit der Materialien gegen das Zerdrücken ist aber so gross, dass eine Berechnung der Querschnitte im Maschinenbau nie nothwendig ist.

42.

Rückwirkende Festigkeit langer stabförmiger Körper. Fig. 36.

Nennt man:

l die Länge des Stabes;

P diejenige Belastung, bei welcher der Stab eine bleibende Biegung annimmt;

k die auf die Biegungslinie des Stabes senkrechte Dimension seines Querschnittes;

ε den Modulus der Elasticität des Materials, aus wechem der Stab besteht. Tafel N° 57;

E denjenigen von den auf Tafel V zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht:

$\pi = 3{\cdot}142$ die *Ludolph*'sche Zahl.

So ist für einen Stab, der sich in allen seinen Theilen frei biegen kann, und nach seiner Länge gedrückt wird:

a) für jede Querschnittsform

$$P = \frac{\varepsilon}{2}\,\pi^2\,E\,\frac{k}{l^2},$$

b) für einen cylindrischen Stab von dem Durchmesser d

$$P = \frac{\varepsilon}{16}\,\pi^2\left(\frac{d}{l}\right)^2\left(\frac{d^2\pi}{4}\right),$$

c) für einen hohlen cylindrischen Stab. d der äussere, d_1 der innere Durchmesser:

$$P = \frac{\varepsilon}{16}\cdot\pi^2\cdot\frac{d^2+d_1{}^2}{l^2}\cdot(d^2-d_1{}^2)\,\frac{\pi}{4} = \frac{\varepsilon}{64}\cdot\pi^3\,\frac{d^4-d_1{}^4}{l^2}.$$

d) für einen Stab mit rechtwinklichem Querschnitt:

$$P = \frac{\varepsilon}{12}\cdot\pi^2\cdot\frac{b\,h^3}{l^2},$$

wobei h die kleinere, b die grössere Querschnitts-Dimension des Stabes bezeichnet.

Bei den Maschinen sind die auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommenen Theile so stark gemacht, dass erst bei einer Last, die 10, 20, 50mal grösser ist als diejenige, welcher sie wirklich zu widerstehen haben, eine bleibende Biegung eintreten würde. Wenn man also mit den so eben aufgestellten Formeln mit der Praxis übereinstimmende Dimensionen erhalten will, so muss in denselben für P eine Last in Rechnung gebracht werden, die 10, 20, 50 mal grösser ist, als diejenige, welcher der Körper wirklich ausgesetzt ist.

43.

Festigkeit stabförmiger Körper gegen das Verwinden.

Nennt man:

P die Kraft in Kilogr., welche das Verwinden bewirkt,

R in Centim. die Länge des Hebelarmes, an wechem P wirkt,

T ein von der Natur des Materials, aus welchem der Stab besteht, abhängiger Coeffizient, durch welchen die an der Oberfläche des verwundenen Stabes statt findende grösste Spannung der Fasern gemessen wird, so ist:

a) für cyindrische Stäbe vom Durchmesser d

$$PR = T \cdot \frac{\pi}{16} d^3,$$

b) für quadratische Stäbe; b Seite des Quadrates

$$PR = T \frac{b^3}{3\sqrt{2}}$$

c) für parallelepipedische Stäbe (b. h. Dimensionen des Querschnittes),

$$PR = T \frac{b^2 h^2}{3\sqrt{b^2 + h^2}}$$

Will man mit diesen Formeln das statische Moment berechnen, welches erforderlich ist, um einen Stab abzuwinden, so muss für T der dem Materiale entsprechende Werth der Tabelle N° 57 in Rechnung gebracht werden. — Will man dagegen vermittelst obiger Formeln die Dimensionen von Axen oder Wellen so bestimmen, dass sie mit Sicherheit einem gegebenen Torsionsmoment zu widerstehen vermögen, so darf man für T nur den 10ten, 20ten oder 30ten Theil der Coeffizienten in Rechnung bringen, welche die Tabelle N° 57 enthält.

44.

Dicke der Gefässwände.

Es sei:

A die auf einen Quad.-Centm. bezogene Spannung des Materials an der inneren Fläche des Gefässes;

q der Druck, den die im Gefäss enthaltene (tropfbare oder ausdehnsame) Flüssigkeit auf jeden Quad.-Centm. ausübt;

d der innere Durchmesser des cylindrischen oder kugelförmigen Gefässes;

δ die Wanddicke. So ist:

a) für cylindrische Gefässe $\delta = \frac{d\,q}{2\,(\mathfrak{A} - q)}$.

b) für kugelförmige Gefässe $\delta = \frac{d\,q}{4\,(\mathfrak{A} - q)}$.

Um eine Metalldicke so zu bestimmen, dass ein Gefäss mit Sicherheit einem innern Druck zu widerstehen vermag, muss man in diesen Formeln für $\mathfrak{A}$ einen aliquoten Theil von dem Coeffizienten der absoluten Festigkeit des Materials in Rechnung bringen. Die innere Pressung q muss kleiner sein als die absolute Festigkeit des Materials, sonst ist es nicht möglich, wie stark man auch die Wanddicke nehmen mag, dass das Gefäss dem innern Druck zu widerstehen vermag. Diess ist vorzugsweise bei hydraulischen Pressen zu berücksichtigen. Für Gusseisen ist z. B. die absolute Festigkeit gleich 1000. Gestattet man, dass der Presscylinder bis zur Hälfte seiner Festigkeit in Anspruch genommen werden dürfe, so ist zu setzen: $\mathfrak{A} = \frac{1000}{2} = 500$. Nimmt man ferner, wie es gewöhnlich bei hydraulischen Pressen der Fall ist, die Wanddicke halb so gross an als den innern Durchmesser des Cylinders, dann ist $\delta = \frac{d}{2}$ und es wird, nach der ersten der obigen Formeln $q = 250$. Die Spannung im innern dcs Cylinders darf also, wenn $\delta = \frac{d}{2}$ genommen wird, nicht mehr als ungefähr 250 Atmosphären betragen.

45.

Ausdehnung und Zusammendrückung von Stäben.

Nennt man:

l die natürliche Länge eines Stabes;
a den Querschnitt desselben;
P die ausdehnende oder zusammendrückende Kraft in Kilogr.;
e die durch P hervorgebrachte Verlängerung oder Verkürzung des Stabes;
ε den Modulus der Elasticität des Materials, aus welchem der Stab besteht (Tabelle N° 57), d. h. die Kraft, welche nothwendig wäre, um einen Stab von 1 Quad.-Centm. Querschnitt noch einmal so lang oder noch einmal so kurz zu machen, als er ursprünglich im natürlichen Zustand ist;

so ist, wenigstens für nicht zu starke Ausdehnungen oder Zusammenpressungen,

$$e = \frac{P}{a} \frac{l}{\varepsilon}, \quad \frac{P}{a} = \varepsilon \frac{e}{l}.$$

Biegung stabförmiger Körper.

46.

Biegung eines Stabes, der an dem einen Ende gehalten und am andern Ende belastet ist. Fig. 37.

Es sei:

P die Belastung am freien Ende des Stabes;

l die ganze Länge des Stabes;

f die Senkung des freien Endes;

α der Winkel, den die an das Ende des Stabes gezogene Tangente mit der ursprünglichen Richtung desselben bildet;

ε der Modulus der Elasticität des Materials, aus welchem der Stab besteht. Tabelle N° 57;

E derjenige von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht;

$x = Cn$, $y = mn$ die Coordinaten irgend eines Punktes der durch die Belastung krumm gewordenen neutralen Faser;

z die Entfernung der neutralen Faser von der am stärksten ausgedehnten Faser.

Diess vorausgesetzt, ist, wenn das Gewicht des Stabes vernachlässigt wird:

$$y = \frac{P}{2 \varepsilon E z} \left(l^2 x - \frac{1}{3} x^3\right)$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{\varepsilon E z}$$

$$\text{tang. } \alpha = \frac{P l^2}{2 \varepsilon E z} = \frac{3}{2} \frac{f}{l}.$$

47.

Biegung eines auf zwei Stützen liegenden in der Mitte belasteten Stabes. Fig. 38.

Es sei:

2l die ganze Länge des Stabes;
2P die Belastung;
E, ε, z, wie im vorhergehenden Fall;
f = CD die Senkung der neutralen Faser in der Mitte;
Bn = x, mn = y die Coordinaten eines beliebigen Punktes der gebogenen neutralen Faser;
α der Winkel, den die zu A und B gezogenen Tangenten gegen AB bilden.

Diess vorausgesetzt, ist:

$$y = \frac{P}{2\,\varepsilon\,E\,z}\left(l^2 x - \frac{1}{3}x^3\right)$$

$$f = \frac{1}{3}\,\frac{P\,l^3}{\varepsilon\,E\,z}$$

$$\text{tang.}\,\alpha = \frac{P\,l^2}{2\,\varepsilon\,E\,z} = \frac{3}{2}\,\frac{f}{l}.$$

48.

Biegung eines Stabes, der auf zwei Stützpunkte gelegt und durch eine Kraft 2P ***belastet ist, deren Angriffspunkt von den Stützpunkten um*** c ***und*** c_1 ***entfernt ist.*** Fig. 39.

Es sei:

2P die Last;
2l die Entfernung der Stützpunkte;
c, c_1 die Entfernung der Last von den Stützpunkten;
E, ε, z, wie in N° 46;
$Bn_1 = x_1$, $m_1 n_1 = y_1$. Coordinaten eines Punktes m_1 zwischen B und C;
An = x, mn = y Coordinaten eines Punktes m zwischen A und C;
f = DC die Senkung der neutralen Faser bei C;
α α_1 die Neigungen der neutralen Faser bei A und B gegen AB.

Wenn das eigene Gewicht des Stabes nicht berücksichtigt wird, hat man:

$$y = \frac{P}{E\,\varepsilon\,z}\cdot\frac{c_1}{6\,l}\left\{c\,[2c_1 + c]\,x - x^3\right\}$$

$$y_1 = \frac{P}{E\,\varepsilon\,z} \cdot \frac{c}{6\,l} \left\{ c_1\,[2\,c + c_1]\,x_1 - x_1^3 \right\}$$

$$f = \frac{P}{E\,\varepsilon\,z} \cdot \frac{c^2\,c_1^2}{3\,l}$$

$$\text{tang. } \alpha = \frac{P}{E\,\varepsilon\,z} \cdot \frac{c\,c_1\,[2\,c_1 + c]}{6\,l}$$

$$\text{tang. } \alpha_1 = \frac{P}{E\,\varepsilon\,z}\,\frac{c\,c_1\,[2\,c + c_1]}{6\,l}$$

Wenn $c > c_1$ ist, wird die Tangente an die Kurve parallel mit AB für

$$x = \sqrt{\frac{1}{3}\,c\,[2\,c_1 + c]}$$

und die entsprechende Senkung ist:

$$y = \frac{P}{E\,\varepsilon\,z}\,\frac{c_1}{l} \cdot \frac{1}{9\sqrt{3}} \left\{ c\,[2\,c_1 + c] \right\}^{\frac{3}{2}}$$

49.

Biegung eines Stabes unter folgenden Umständen. Fig. 40.

Das Ende A frei und mit P belastet. Das Ende B befestiget. Auf der ganzen Länge eine Last P_1 gleichförmig vertheilt.

Bezeichnungen wie in N° 46, $An = x$, $mn = y$.

$$y = \frac{1}{E\,\varepsilon\,z} \left\{ \frac{1}{2}\,l^2 \left(P + \frac{1}{3}\,P_1 \right) x - \frac{1}{6}\,P\,x^3 - \frac{1}{24}\,P_1\,\frac{x^4}{l} \right\}$$

$$f = \frac{1}{3}\,\frac{l^3\,(P + \frac{3}{8}\,P_1)}{E\,\varepsilon\,z}$$

$$\text{tang. } \alpha = \frac{l^2\,(P + \frac{1}{3}P_1)}{2\,\varepsilon\,E\,z}$$

50.

Biegung eines Stabes unter folgenden Umständen. Fig. 41.

Der Stab liege bei A und B auf Stützpunkten, in der Mitte hänge eine Last 2 P, und auf seiner ganzen Länge sei eine Last $2P_1$ gleichförmig vertheilt.

Bezeichnungen wie in N° 47, $An = x$, $mn = y$.

$$y = \frac{1}{2 E \varepsilon z} \left\{ l^2 \left(P + \frac{2}{3} P_1 \right) x - \frac{1}{3} \left(P + P_1 \right) x^3 + \frac{1}{12} P_1 \frac{x^4}{l} \right\}$$

$$f = \frac{l^3}{2 E \varepsilon z} \left(\frac{2}{3} P + \frac{5}{12} P_1 \right)$$

$$\text{tang. } \alpha = \frac{l^2}{2 E \varepsilon z} \left(P + \frac{2}{3} P_1 \right)$$

51.

Berechnung des Torsionswinkels stabförmiger Körper.

Nennt man:

M das statische Moment der Kraft, durch welche ein Stab gedreht wird (die Kraft in Kilogr., den Hebelarm, an welchem, sie wirkt in Centm. ausgedrückt);

l die Länge des Stabes;

Θ der in Graden ausgedrückte Torsionswinkel;

G das statische Moment der Kraft, welches ein cylindrischer Stab von 1 Quad.-Centim. Querschnitt und von 1 Centim. Länge um 360° zu drehen vermag;

so ist:

a) für cylindrische Stäbe (Durchmesser = d)

$$\Theta^0 = 16 \frac{M}{G} . l . \frac{360^0}{d^4 \pi^2}$$

b) für einen quadratischen Stab (a Seite des Quadrats)

$$\Theta^0 = 6 \frac{M}{G} . l . \frac{180}{a^4 \pi}$$

c) für einen parallelepipedischen Stab (a, b Seiten des Querschnittes)

$$\Theta^0 = 3 \frac{M}{G} . l . \frac{b^2 + a^2}{b^3 a^3} . \frac{180}{\pi} .$$

Die Werthe von G sind gleich $0 \cdot 4 \varepsilon$ und befinden sich in der Tabelle N° 57 zusammengestellt.

Körperformen von gleicher Festigkeit.

52.

Körper von gleicher absoluter Festigkeit.

Kurze Stäbe, deren Gewicht im Verglcich zu der sie ausdehnenden Kraft nicht gross ist, erhalten nach ihrer ganzen Ausdehnung gleiche

Festigkeit gegen das Abreissen, wenn 1) alle Querschnitte gleiche Grösse haben, 2) wenn die aufeinander folgenden Querschnitte sowohl hinsichtlich ihrer Form als auch hinsichtlich ihrer Stellung stätig in einander übergehen oder vollkommen übereinstimmen. Sehr lange Stäbe, deren Gewicht im Vergleich zu der sie dehnenden Kraft bedeutend gross ist, erhalten in allen Querschnitten gleiche Festigkeit, wenn sie nach folgender Regel geformt werden.

Nennt man (Fig. 42):

P die an den Stab gehängte Last;

γ das Gewicht von 1 Cubikcentim. des Materials, aus welchem der Stab besteht;

$\mathfrak{A}$ die Spannung per 1 Quad.-Centim., welche in der ganzen Ausdehnung des Stabes herrschen soll;

$e = 2{\cdot}718$ die Basis der natürlichen Logarithmen;

Ω den Querschnitt des Stabes in einer Höhe x oberhalb seines unteren Endes;

so hat man zur Bestimmung der Form des Stabes die Gleichung:

$$\Omega = \frac{P}{\mathfrak{A}} e^{\frac{\gamma}{\mathfrak{A}} x}.$$

53.

Körper von gleicher Festigkeit gegen das Abbrechen.

Bei den folgenden Körperformen von gleicher Festigkeit gegen das Abbrechen wird das eine Ende befestigt, das andere Ende frei und belastet angenommen. Das Gewicht des Körpers wird vernachlässigt.

Fig. 44. Breite des Körpers überall gleich b. Höhe des Körpers an der Befestigungsstelle B C = h. Zur Bestimmung von h hat man die Gleichung

$$Pl = \frac{\mathfrak{B}}{6} \cdot b\, h^2.$$

Die Linie C m A ist eine quadratische Parabel, die nach dem in Nr. 1 angegebenen Verfahren verzeichnet werden kann, wenn einmal die Dimensionen bekannt sind.

Fig. 45. Breite des Körpers überall gleich b. Zur Bestimmung der Höhe $B B_1 = h$ hat man die Gleichung

$$Pl = \frac{\mathfrak{B}}{6} \cdot b\, h^2.$$

Die krumme Linie B A B_1 ist eine quadratische Parabel, die nach dem in Nr. 1 angegebenen Verfahren verzeichnet werden kann.

Fig. 46 und Fig. 47 sind zwei Körper, die annähernd eine gleiche Festigkeit darbieten. Die Breite ist bei jedem derselben überall gleich b. Zur Bestimmung von b und B B_1 = h hat man die Gleichung

$$Pl = \frac{\mathfrak{B}}{6} \cdot b\, h^2.$$

Für den Querschnitt am freien Ende ist zu nehmen:

$$A\, A_1 = \frac{1}{2} h.$$

$$\text{Breite} = b.$$

Fig. 48. Alle Querschnitte sind geometrisch-ähnliche Rechtecke. Zur Bestimmung der Form des Körpers hat man:

$$Pl = \frac{\mathfrak{B}}{6} b\, h^2, \quad y = h \sqrt[3]{\frac{x}{l}}, \quad z = b \sqrt[3]{\frac{x}{l}}.$$

Die Linien B_1 A B und D A D_1 sind kubische Parabeln.

Fig. 49 ist eine Annäherungsform an den vorhergehenden Körper. Zur Bestimmung von D D_1 = b und B B_1 = h hat man die Gleichung

$$Pl = \frac{\mathfrak{B}}{6} b\, h^2.$$

Die Querschnittsdimensionen des freien Endes sind:

$$A\, A_1 = \frac{2}{3} h. \qquad E\, E_1 = \frac{2}{3} b.$$

Fig. 50 ist ein Rotationskörper von gleicher Festigkeit. Zur Bestimmung des Durchmessers B B_1 = d hat man die Gleichung

$$Pl = \frac{\pi}{32} \mathfrak{B}\, d^3.$$

Die Linie B A B_1, durch deren Umdrehung die Rotationsfläche entsteht, ist eine kubische Parabel, und es ist:

$$y = d \sqrt[3]{\frac{x}{l}}.$$

Fig. 51 ist ein abgestumpfter Kegel, welcher eine Annäherung an die vorhergehende Form bildet, wenn man nimmt: $A\, A_1 = \frac{2}{3}$ B B_1.

54.

Körper von gleicher rückwirkender Festigkeit.

Fig. 43 werden auf folgende Art erhalten: Man bestimme nach Nr. 42 den mittleren Querschnitt des Körpers. Ist h irgend eine Dimension desselben, so findet man die analoge Dimension in einem beliebigen Querschnitt, welcher von dem Ende des Stabes um x entfernt ist, durch folgenden Ausdruck:

$$\frac{x}{l} = \frac{2}{\pi}\left\{\text{Arc. sin.}\ \frac{z}{h} - \frac{z}{h}\sqrt{1-\left(\frac{z}{h}\right)^2}\right\}.$$

Annähernd erhält man Körperformen von gleicher rückwirkender Festigkeit, wenn man an den Enden Querschnitte annimmt, die mit dem mittleren geometrisch ähnlich aber im Verhältniss 7 : 10 linear kleiner sind, und sodann die zusammengehörigen Punkte der drei Querschnitte durch schwach gekrümmte Linien verbindet.

55.

Wirkungsgrössen, welche zur Ausdehnung, Zusammenpressung, Biegung und Drehung von stabförmigen Körpern nothwendig sind.

a. Ausdehnung oder Zusammenpressung. Es sei

V das Volumen des Stabes;
l die Länge des Stabes;
Ω der Querschnitt des Stabes;
ε der Modulus der Elasticität des Materials, aus welchem der Stab besteht. Tabelle Nr. 57;
λ die Ausdehnung oder Zusammenpressung (Verlängerung oder Verkürzung) des Stabes;
$\mathfrak{A}$ die Spannung per 1 Quadrat-Centm., welche in der ganzen Ausdehnung des Stabes eintritt, wenn derselbe um λ gedehnt worden ist;
W die Wirkungsgrösse in Kilog. Centm., welche dieser Ausdehnung entspricht, so ist:

$$\left.\begin{aligned} W &= \frac{\Omega\,\varepsilon}{2}\,\frac{\lambda^2}{l} \\ \text{oder auch}\quad W &= \frac{1}{2}\cdot V\,\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon} \end{aligned}\right\}\ \text{Kilog. Centm.}$$

Setzt man in den letzten dieser Ausdrücke für $\mathfrak{A}$ den Coefizienten für die absolute Festigkeit des Materials, aus welchem der Stab besteht,

so erhält man die Wirkungsgrösse, welche erforderlich ist, um den Stab bis zum Abreissen auszudehnen. Diese Wirkungsgrösse ist proportional: 1) dem Volumen des Stabes; 2) dem Quadrat der absoluten Festigkeit und 3) umgekehrt proportional dem Modulus der Elasticität.

Die Widerstandsfähigkeit der Materialien gegen Wirkungsgrössen muss nach dem Quotienten $\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$ beurtheilt werden. Die Werthe desselben sind in Tabelle Nr. 57 enthalten.

b. Biegung der Stäbe.

Nennt man:

E denjenigen von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht;

z den Abstand der neutralen Faser von der am stärksten ausgedehnten Faser;

l die ganze Länge des Stabes:

$\mathfrak{B}$ die auf 1 Quadrat-Centm. bezogene stärkste Spannung, welche in dem Stab vorkommt;

ε den Modulus der Elasticität des Materials, aus welchem der Stab besteht;

V das Volumen des Stabes;

W die Wirkungsgrösse in Kilog. Centm., welche erforderlich ist, um den Stab so stark zu biegen, dass die auf 1 Quadrat-Centm. bezogene stärkste Spannung gleich $\mathfrak{B}$ wird, so ist:

$$W = \frac{1}{6} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} \frac{E\,l}{z}$$

und dieser Ausdruck gilt sowohl für den Fall, wenn der Stab an dem einen Ende befestigt ist und die biegende Kraft auf das andere freie Ende einwirkt, als auch dann, wenn der Stab auf zwei Unterstützungspunkten liegt und die biegende Kraft auf irgend einen dazwischenliegenden Punkt wirksam ist.

Für die einfacheren Querschnittsformen wird $\frac{E\,l}{z}$ dem Volumen des Stabes proportional und man findet:

a) Für einen Stab mit rechteckigem Querschnitt:

$$W = \frac{1}{18} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V.$$

b) Für einen massiven cylindrischen Stab:

$$W = \frac{1}{24} \cdot \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} \cdot V.$$

c) Für einen ellyptischen Stab:

$$W = \frac{1}{24} \frac{\mathfrak{B}^2}{e} \cdot V.$$

d) Für einen dreikantigen Stab:

$$W = \frac{1}{12} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V.$$

Die Werthe von $\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$, welche dem Bruch durch Biegung entsprechen, sind in Tabelle Nr. 57 zusammengestellt.

c. Drehung der Stäbe.

Nennt man:

V das Volumen eines quadratischen oder runden Stabes;

G den Modulus der Elasticität für Drehung und für das Material, aus welchem der Stab besteht. Tabelle Nr. (57);

T die auf 1 Quadrat-Centm. bezogene grösste Spannung, welche an der Oberfläche des Stabes in Folge einer Verwindung desselben eintritt. Tabelle Nr. 57,

W die in Kilogr.-Centm. ausgedrückte Wirkungsgrösse, welche erforderlich ist, um den Stab so stark zu verwinden, bis die Spannung T eintritt, so ist:

a) für cylindrische Stäbe:

$$W = \frac{1}{4} \frac{T^2}{G} \cdot V$$

b) für quadratische oder rechteckige Stäbe:

$$W = \frac{1}{6} \frac{T^2}{G} \cdot V$$

Die Werthe von $\frac{T^2}{G}$, welche dem Reissen der Fasern an der Oberfläche entsprechen, sind in der Tabelle Nr. 57 enthalten.

56.

Bemerkung.

Aus den in vorhergehender Nr. zusammengestellten Resultaten ersieht man, dass die Widerstandsfähigkeit der Körper gegen Wirkungsgrössen, also auch gegen die Einwirkung von lebendigen Kräften, bei allen einfacheren Körperformen dem Volumen proportional ist,

dass es also nur auf dieses Letztere und nicht auf die einzelnen Dimensionen ankommt. Zwei Stäbe z. B., die aus einerlei Material bestehen und gleich grosse Volumen haben, gewähren einerlei Widerstandsfähigkeit gegen die Einwirkung von lebendigen Kräften, wie auch sonst die Dimensionen der Stäbe beschaffen sein mögen. Genau ist jedoch dieses Gesetz (welches für den Bau der Maschinen, die lebendigen Kräften zu widerstehen haben, von bedeutender Wichtigkeit ist), nur dann, wenn die Formänderungen der Körper nicht zu rapid erfolgen, so dass die Einwirkung der lebendigen Kraft Zeit findet, sich über den ganzen Körper zu verbreiten.

57.

Coefficienten für die Festigkeit und Elasticität der Materialien.

Die folgende Tabelle enthält die Coefficienten für die Festigkeit und Elasticität derjenigen Materialien, welche im Maschinenbau vorzugsweise verwendet werden.

Columne $\mathfrak{A}$. Coefficienten für die absolute Festigkeit pr. 1 Quadrat-Centm.

Columne $\mathfrak{B}$. Brechungs-Coefficienten pr. 1 Quadrat-Centm.

Columne T. Coefficienten für den Bruch durch Abwinden.

Columne ε. Modulus der Elasticität der Materialien zur Berechnung der Ausdehnung, Zusammenpressung und Biegung der Körper.

Columne G. Modulus der Elasticität der Materialien zur Berechnung der Torsion von Stäben.

Columne $\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$ Coefficienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abreissen der Körper erforderlich sind.

Columne $\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$ Coefficienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abbrechen der Körper erforderlich sind.

Columne $\frac{T^2}{G}$ Coefficienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abwinden von Stäben erforderlich sind.

Die Coefficienten sind sämmtlich die mittleren Werthe der zahlreichen Versuchsresultate über die Festigkeit der Materialien.

Zu Nr. 57.

Zusammenstellung der Coefficienten für die Festigkeit und Elasticität der Materialien.

Material.	$\mathfrak{A}$	$\mathfrak{B}$	T	ε	G	$\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$	$\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$	$\frac{T^2}{G}$
Eichenholz . .	720	700	280	120000	48000	4·3	4	1·6
Eschenholz . .	1195	900	478	112000	44800	13	7·2	5·1
Tannenholz . .	854	600	240	100000	40000	7·2	3·6	1·44
Buchenholz . .	803	720	321	93000	37200	6·9	5·6	2·8
Schmiedeisen (dünn)	4350	7000	7000	2500000	1000000	7·4	20	47
Schmiedeisen, dickere Stäbe	3300	4000	4500	1500000	600000	7·2	10·6	33·7
Eisendraht . .	7000	—	—	1800000	720000	27		
Gusseisen . . .	1000 1300	3000	3000	1000000	400000	1·0 1·7	9	22·5
Gussstahl . . .	10000	—	10000	2400000	960000	40	—	104
Stahl, mittlere Qual.	7500	—	7500	3000000	1200000	18	—	46·8
Stahl, ordinäre Qual.	3600	—	3600	2000000	800000	6	—	16
Kanonenmetall	2600	—	2300	700000	360000	10	—	14·7
Kupfer, gehämmert	2500	—	—	1310000	—	5	—	—
Kupfer, gegossen	1300	—	2000	—	—	—	—	—
Messing	1300	2270	2100	645000	258000	2·6	7·9	17·1
Zinn	333	—	658	320000	—	—	—	—
Blei	128	—	458	540000	—	0·03	—	—
Zink	199	—	—		—	—	—	—
Glas	248	—	—	9000	—	7·0	—	—
Kalbleder . . .	129	—	—	391	—	43	—	—
Gegerbtes Schaafleder .	110	—	—	381	—	32	—	—
Weisses Rossleder	272	—	—	748	—	99	—	—
Dünnes Rossleder.	218	—	—	476	—	100	—	—
Corduan Rossleder	114	—	—	252	—	51	—	—
Kuhleder . . .	271	—	—	683	—	108	—	—
Hanfseile . . .	510	—	—	—	—	—	—	—

58.

Vergleichung zwischen verschiedenen Querschnittsformen. Taf. V.

Ein runder und ein viereckiger Querschnitt haben gleiche respektive Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{\pi}{32} \cdot 6 \left(\frac{h}{b}\right)}$$

für

$\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{4}{5}$	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	3
wird											
$\frac{h}{d} =$	0·581	0·617	0·665	0·732	0·778	0·838	0·905	0·964	1·056	1·139	1·215
und											
$\frac{b}{d} =$	1·743	1·542	1·330	1·098	0·972	0·838	0·724	0·643	0·528	0·456	0·405

Ein runder und ein ellyptischer Querschnitt haben gleiche respective Festigkeit, wenn

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\left(\frac{h}{b}\right)}$$

für $\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{4}{5}$	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	3
wird $\frac{h}{d} =$	0·693	0·736	0·794	0·873	0·928	1	1·080	1·150	1·260	1·360	1·450
und $\frac{b}{d} =$	2·079	1·840	1·588	1·309	1·160	1	0,864	0.766	0·630	0·544	0,483

Ein runder und ein viereckiger Querschnitt haben gleiche rückwirkende Festigkeit, wenn

$$\frac{h}{d} = \sqrt[4]{\frac{\pi}{32} \cdot 6 \left(\frac{h}{b}\right)}$$

für $\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1
wird $\frac{h}{d} =$	0·586	0·619	0·664	0·737	0·790	0 816	0.876
und $\frac{b}{d} =$	3·430	2·476	1·992	1·474	1·185	1·088	0·876

Ein runder und ein ellyptischer Querschnitt haben gleiche rückwirkende Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[4]{\frac{h}{b}}$$

für $\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1
wird $\frac{h}{d} =$	0·667	0·707	0·758	0·841	0·903	0·931	1

Ein runder und ein quadratischer Querschnitt haben einerlei Torsions-Festigkeit, wenn:

$$d = b \sqrt[3]{\frac{16}{3.3 \cdot 14 \sqrt{2}}} = 1 \cdot 06\, b \qquad b = 0 \cdot 943\, d.$$

Dritter Abschnitt.

Construction der Maschinentheile.

(Alle Dimensionen sind in Centimetres zu verstehen.)

59.

Seile.

Diese sollen nicht mehr als bis auf den fünften Theil ihrer absoluten Festigkeit in Anspruch genommen werden. Unter dieser Voraussetzung findet man den Durchmesser d in Centim. eines Seiles, das mit Sicherheit eine Last P Kilg. trägt, durch folgende Formeln:

$$d = 0 \cdot 113 \sqrt{P}.$$

deren Resultate in nachstehender Tabelle enthalten sind.

P Kilogr.	d Centm.	P Kilogr.	d Centm.
28	0·6	702	3·0
50	0·8	798	3·2
78	1·0	902	3·4
112	1·2	1010	3·6
153	1·4	1125	3·8
200	1·6	1248	4·0
252	1·8	1376	4·2
312	2·0	1509	4·4
377	2·2	1650	4·6
449	2·4	1797	4·8
527	2·6	1950	5·0
610	2·8	2109	5·2

60.

Ketten. Fig. 52.

Die absolute Festigkeit ist:

für gewöhnliche ovale Kettenglieder gleich . . 2400 Kilogr.
„ Kettenglieder mit verstärkenden Querverbindungen 3200 „

Bei vorsichtigem Gebrauche dürfen die Ketten bis auf $\frac{1}{3}$ ihrer absoluten Festigkeit in Anspruch genommen werden, und dann findet man den Diameter d des Ketteneisens einer Kette, die eine Last P mit dreifacher Sicherheit tragen kann, durch folgende Formel.

$$d = 0{\cdot}028 \sqrt{P}.$$

Die folgende Tabelle gibt die zusammengehörigen Werthe von d und P, so wie auch alle übrigen Dimensionen der Kettenringe.

P Kilg.	d Centm.	1·5 d Centm.	2·6 d Centm.	3·5 d Centm.	4·6 d Centm.	Gewicht per 1 Metre Länge. Kilg.
319	0·5	0·75	1·30	1·75	2·30	0·54
459	0·6	0·90	1·56	2·10	2·76	0·78
625	0·7	1·05	1·82	2·45	3·22	1·06
816	0·8	1·20	2·08	2·80	3·68	1·38
1033	0·9	1·35	2·34	3·15	4·14	1·75
1275	1·0	1·50	2·60	3·50	4·60	2·16
1543	1·1	1·65	2·86	3·85	5·06	2·61
1836	1·2	1·80	3·12	4·20	5·52	3.11
2154	1·3	1·95	3·38	4·55	5·98	3·65
2499	1·4	2·10	3·64	4·90	6·44	4·23
2869	1·5	2·25	3·90	5·25	6·90	4·86
3264	1·6	2·40	4·16	5·60	7·36	5·53
3685	1·7	2·55	4·42	5·95	7·82	6·24
4131	1·8	2·70	4·68	6·30	8·28	7·00
4603	1·9	2·85	4·94	6·65	8·74	7·79
5100	2·0	3·00	5·20	7·00	9·20	8·64
5625	2·1	3·15	5·46	7·35	9·66	9·53
6162	2·2	3·30	5·72	7·70	10·12	10·45

61.

Schrauben zur Befestigung. Fig. 53 und Fig. 54.

Durch Vergleichung der Dimensionen von den in der Anwendung vorkommenden Schrauben haben sich folgende Regeln ergeben.

a) Für Schrauben mit dreieckigen Gewinden:

$$d = \frac{1}{9}\sqrt{P\cdot}$$

$$n = \sqrt[3]{48 + 168\ d}\cdot$$

$$d_1 = \frac{n-2}{n}\,d.$$

$$h = 0{\cdot}24 + 1{\cdot}16\ d.$$

$$D_1 = 0{\cdot}5 + 1{\cdot}4\ d.$$

b) Für Schrauben mit viereckigen Gewinden:

$$d = \frac{1}{9}\sqrt{P\cdot}$$

$$n = \frac{1}{2}\sqrt[2]{48 + 168\ d}\cdot$$

$$d_1 = \frac{n-2}{n}\,d\cdot$$

$$h = 0{\cdot}24 + 1{\cdot}6\ d\cdot$$

$$D_1 = 0{\cdot}5 + 1{\cdot}4\ d\cdot$$

Die Bedeutung der Grössen $d\ d_1\ h\ D_1$ erhellt aus den Figuren 53 und 54. P ist der Zug in Kilogr., welchem der Schraubenbolzen ausgesetzt ist. n die Anzahl der Gewinde auf die Länge d.

Die Resultate dieser Formeln sind in folgender Tabelle enthalten.

P	d	n		d_1	D_1	h	
		∿∿	⊓⊓⊓			∿∿∿	⊓⊓⊓
81	1	5	2·5	0·60	1·90	1·40	1·84
110	1·2	6·3	3·1	0·82	2·18	1·63	2·16
157	1·4	6·6	3·3	0·98	2·46	1·86	2·48
210	1·6	6·8	3·4	1·13	2·74	2·09	2·80
260	1·8	7·0	3·5	1·30	3·02	2·32	3·12
325	2·0	7·3	3·6	1·45	3·30	2·55	3·44
465	2·4	7·7	3·8	1·78	3·86	3·01	4·12
630	2·8	8·0	4·0	2·10	4·38	3·48	4·76
830	3·2	8·4	4·2	2·43	4·94	3·95	5·40
1040	3·6	8·7	4·4	2·77	5·50	4·41	6·04
1300	4·0	9·0	4·5	3·11	6·06	4·86	6·68
1560	4·4	9·2	4·6	3·43	6·62	5·33	7·32
1860	4·8	9·5	4·7	3·79	7·18	5·89	7·96
2180	5·2	9·7	4·8	4·12	7·74	6·36	8·60
2540	5·6	10·0	5·0	4·48	8·30	6·81	9·24
2916	6·6	10·2	5·1	4·82	8·86	7·27	9·88

62.

Niethen zur Verbindung der Bleche. Fig. 55. 56.

Nennt man δ die Dicke der zu verniethenden Bleche, so sind die Abmessungen der Verniethung zu nehmen wie folgt:

Durchmesser des Niethbolzens . . . . . $= 2\,\delta$
Entfernung der Niethen . . . . . $= 5\,\delta$
Entfernung des Blechrandes vom Mittel einer Niethe . . . $= 3\,\delta$
Durchmesser des halbkugelförmigen Kopfes . . . . . $= 3\,\delta$
Durchmesser des konischen Kopfes . . . . . $= 4\,\delta$
Höhe dieser beiden Köpfe . . . . . $= 1.5\,\delta$

63.

Zapfen an Wellen und Drehungsaxen.

Nennt man:

P den Druck in Kilogr., welcher auf einen Zapfen wirkt;
d l den Durchmesser und die Länge des Zapfens;
$\mathfrak{B}$ die grösste Spannung per 1 Quad.-Centim., welche im Zapfen vorkommt;

so hat man:

a) Für gusseiserne Zapfen:

$$d = 0{\cdot}18\sqrt{P}.$$

$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\ d.$$

$$\mathfrak{B} = 190 + \frac{136}{d}.$$

b) Für schmiedeeiserne Zapfen:

$$d = 0{\cdot}12\sqrt{P}.$$

$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\ d.$$

$$\mathfrak{B} = 428 + \frac{308}{d}.$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgenden Tabellen enthalten.

64.

Tabelle über gusseiserne Zapfen.

$$d = 0{\cdot}18\sqrt{P}$$

P	d	l	P	d	l
279	3·00	4·80	3738	11	14·18
326	3·25	4·80	4450	12	16·60
378	3·50	5·41	5223	13	16·60
434	3·75	5·41	6056	14	19·02
494	4·00	6·31	6953	15	19·02
626	4·50	6·31	7910	16	21·44
772	5·00	7·53	8930	17	21·44
935	5·5	7·53	10012	18	23·86
1112	6·0	8·74	11155	19	23·86
1306	6·5	8·74	12360	20	25·07
1514	7·0	9·94	14956	22	27·49
1738	7·5	9·94	17798	24	29·91
1978	8·0	11·15	20888	26	32·32
2232	8·5	11·15	24226	28	34·75
2503	9·0	12·37	27810	30	37·17
2797	9·5	12·37	31642	32	39·59
3090	10	14·18	35720	34	42·01

65.

Tabelle für schmiedeiserne Zapfen und insbesondere für Maschinen, die durch Menschenhände bewegt werden.

$$d = 0{\cdot}12\sqrt{P}$$

P	d	l	P	d	l
157	1·50	2·68	3938	7·5	9·94
215	1·75	2·98	4480	8·0	11·15
280	2·00	3·29	5058	8·5	11·15
356	2·25	3·59	5670	9·0	12·37
438	2·50	3·89	6336	9·5	12·37
531	2·75	4·19	7000	10	14·18
630	3·00	4·80	8470	11	14·18
739	3·25	4·80	10080	12	16·60
858	3·50	5·41	11830	13	16·60
984	3·75	5·41	13720	14	19·02
1120	4·00	6·31	15750	15	19·02
1418	4·50	6·31	17920	16	21·44
1750	5·0	7·53	20230	17	21·44
2117	5·5	7·53	22680	18	23·86
2520	6·0	8·74	25270	19	23·86
2958	6·5	8·74	28000	20	25·07
3430	7·0	9·94			

66.

Wellen und Drehungsaxen, welche nur auf Torsion in Anspruch genommen sind.

Es sei

P die Kraft in Kilog., welche auf die Welle drehend einwirkt;

R in Centm. die Länge des Hebelarmes, an welchem die Kraft P wirkt;

d der Durchmesser der Welle;

l die Länge der Welle;

N der Effect in Pferdekräften (à 75 Kilog.-Metres) ausgedrückt, welchen die Welle überträgt;

n die Anzahl der Umdrehungen der Welle per 1 Minute;

Θ der Torsionswinkel der Welle in Graden.

Geht man von dem Grundsatz aus, dass alle aus dem gleichen Materiale gemachten Wellen gleich stark in Anspruch genommen werden sollen, so hat man zur Bestimmung von d folgende Formeln:

a) Für Wellen von Maschinen, die durch Menschenhände bewegt werden, ist:

$$d = 0{\cdot}335 \sqrt[3]{P\,R}.$$

Diese Wellen sind in Anspruch genommen auf:

$\frac{1}{25}$ wenn das Material Schmiedeisen,

$\frac{1}{16}$ „ „ „ Gusseisen.

Der Torsionswinkel ist:

$\Theta^0 = \frac{1}{30}\left(\frac{l}{d}\right)$ wenn das Material Schmiedeisen,

$\Theta = \frac{1}{20}\left(\frac{l}{d}\right)$ „ „ „ Gusseisen.

b) Für Wellen, die nicht durch Menschenkräfte bewegt werden, ist zu nehmen:

$$d = 0{\cdot}385 \sqrt[3]{P\,R}$$

oder:

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Diese Wellen sind in Anspruch genommen auf

$\frac{1}{50}$ wenn das Material Schmiedeisen,

$\frac{1}{33}$ „ „ „ Gusseisen,

Der Torsionswinkel ist:

$\Theta^0 = \frac{1}{58}\,\frac{l}{d}$ wenn das Material Schmiedeisen,

$\Theta^0 = \frac{1}{39}\,\frac{l}{d}$ „ „ „ Gusseisen.

Nach diesen Regeln erhält man mit der Wirklichkeit übereinstimmende Abmessungen, wenn die Wellen oder Drehungsaxen nicht gar zu lang sind.

Die folgenden drei Tabellen enthalten die Resultate, welche die so eben aufgestellten Formeln liefern. Wenn R und P gegeben ist, bildet man das Product P R, und dann findet man in der ersten oder in der zweiten Tabelle den entsprechenden Werth von d. Wenn N und n gegeben ist, sucht man den Quotienten $\frac{N}{n}$ und dann gibt die dritte Tabelle den entsprechenden Werth von d.

67.

Tabelle über die Durchmesser von Wellen für Maschinen, die durch Menschenkräfte bewegt werden.

$$d = 0{\cdot}335 \sqrt[3]{P\,R}.$$

P in Kilog. d und R in Centimeter.

d	P R	d	P R	d	P R	d	P R	d	P R
2	183	3·4	1034	5·2	3698	7·0	9020	8·8	17920
2·1	212	3·6	1227	5·4	4141	7·2	9815	9·0	19175
2·2	280	3·8	1443	5·6	4619	7·4	10650	9·2	20480
2·3	320	4·0	1722	5·8	5133	7·6	11545	9·4	21845
2·4	364	4·2	1948	6·0	5681	7·8	12480	9·6	23265
2·6	462	4·4	2240	6·2	6267	8·0	13465	9·8	24755
2·8	577	4·6	2560	6·4	6895	8·2	14500	10·0	26300
3·0	710	4·8	2908	6·6	7560	8·4	15585	10·2	27871
3·2	861	5·0	3287	6·8	8270	8·6	16725	10·4	29432

68.

Tabelle für die Durchmesser von Wellen für Maschinen, die nicht durch Menschenkräfte bewegt werden.

$$d = 0{\cdot}385 \sqrt[3]{P\,R.}$$

P in Kilog. d und R in Centimeter.

d	P R	d	P R	d	P R	d	P R	d	P R
2	122	3·4	689	5·2	2465	7·0	6013	8·8	11852
2·1	141	3·6	818	5·4	2761	7·2	6543	9·0	12783
2·2	186	3·8	962	5·6	3079	7·4	7103	9·2	13653
2·3	213	4·0	1148	5·8	3422	7·6	7696	9·4	14563
2·4	242	4·2	1299	6·0	3787	7·8	8320	9·6	15510
2·6	308	4·4	1493	6·2	4178	8·0	8976	9·8	16503
2·8	385	4·6	1706	6·4	4597	8·2	9666	10·0	17533
3·0	473	4·8	1939	6·6	5040	8·4	10390	10·2	18399
3·2	574	5·0	2191	6·8	5513	8·6	11150	10·4	19683

69.

Tabelle für die Durchmesser von Transmissionswellen.

Nach der Formel

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

N Effect in Pferdekräften. n Anzahl der Umdrehungen per 1'.

$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d
0·00659	3·00	0.06705	6·5	0 4218	12	2·600	22
0·00838	3·25	0·08374	7·0	0·5363	13	3·375	24
0·01047	3·50	0·1030	7·5	0·6700	14	4·291	26
0·01288	3·75	0 1250	8·0	0·8240	15	5·360	28
0·01563	4·00	0 1500	8·5	1·0000	16	6·592	30
0·02225	4·50	0 1780	9·0	1 199	17	8·000	32
0·03052	5·00	0·2093	9·5	1·424	18	9·596	34
0·04062	5·50	0 2442	10·0	1 674	19		
0·05274	6·00	0 3249	11·0	1 953	20		

70.

Lange Transmissionswellen.

Lange Transmissionswellen, und insbesondere die inneren Transmissionen der Webereien und Spinnereien, sollen so construirt werden, dass der Torsionswinkel für dicke und dünne Wellen gleich gross, und der Wellenlänge proportional ausfällt. Für diese Wellen ist zu nehmen:

$$d = 16 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}.$$

Der Torsionswinkel wird:

$\Theta^0 = \frac{1}{627}$ wenn das Material Gusseisen,

$\Theta^0 = \frac{1}{949}$ „ „ „ Schmiedeisen.

Die folgende Tabelle enthält die Resultate der Formel für d.

71.

Tabelle für die Durchmesser von langen Transmissionswellen.

Nach der Formel

$$d =: 16 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

N Effect in Pferdekräften. n Anzahl der Umdrehungen per 1′.

$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d
0·00124	3·00	0·01978	6·0	0·1526	10	1·602	18
0·00174	3·25	0·02723	6·5	0·2234	11	1·988	19
0·00229	3·50	0·03663	7·0	0·3164	12	2·441	20
0·00296	3·75	0·04827	7·5	0·4358	13	3·575	22
0·00391	4·00	0·06250	8·0	0·5862	14	5·060	24
0·00626	4·5	0·07966	8·5	0·7725	15	6·972	26
0·00953	5·0	0·10011	9·0	1·0000	16	9·379	28
0·01407	5·5	0·12430	9·5	1·2750	17	12·360	30

72.

Widerstandsfähigkeit der Wellen gegen lebendige Kräfte.

Transmissionswellen, welche der Einwirkung einer lebendigen Kraft zu widerstehen haben, dürfen nicht nach statischen, sondern müssen nach dinamischen Gesetzen berechnet werden. Ist z. B. mit einer Welle ein Schwungrad verbunden und soll die Welle im Stande sein, die lebendige Kraft des Rades in sich aufzunehmen ohne zu brechen, so muss die Welle so stark sein, dass die Wirkungsgrösse $\frac{1}{4}\,\frac{T^2}{G}\,V$ (Nr. 55), welche zum Abwinden der Welle nothwendig ist, grösser ausfällt, als die in Kilogr. und Centm. ausgedrückte lebendige Kraft des Schwungrades.

Nennt man:

Q das Gewicht des Schwungringes,

C die Geschwindigkeit des Schwungsringes in Centm.,

$g = 9 \cdot 81 \times 100 = 981$ Centm. die Geschwindigkeitszunahme beim freien Fall der Körper in jeder Sekunde, so ist die Bedingung, dass die Welle nicht bricht:

$$V > 4\,\frac{G}{T^2}\,\frac{Q}{2g}\,C^2$$

73.

Drehungsaxen, welche einer Biegung ausgesetzt sind.

Um die Dimensionen zu berechnen, welche irgend einem Querschnitt, einer auf Biegung in Anspruch genommenen Axe gegeben werden müssen, muss man das statische Moment M der Kraft berechnen, welche die Welle an diesem Querschnitt abzubrechen strebt. Dieses Moment dem Elasticitätsmoment $\mathfrak{B}\,E$ Nr. 39 gleichgesetzt, so erhält man eine Gleichung, aus welcher die Dimensionen des Querschnittes berechnet werden können. Für $\mathfrak{B}$ darf man in der Regel nur den 10. Theil des Brechungs-Coefficienten in Rechnung bringen. Die folgenden speciellen Fälle werden die Anwendung dieser Regel erklären.

a) Construction einer (Balancier-) Axe, die an beiden Enden aufliegt, und in der Mitte belastet ist.

Es sei Fig. 57 2 P der Druck (des Balancier) auf die Mitte der Axe:

d der Durchmesser
l die Länge
} eines Zapfens,

D der Durchmesser der Axe an der Hülse des Balancier,
L die Entfernung der Hülse von der Mitte des Zapfens, so ist:

$$d = 0{\cdot}18\sqrt{P}$$

$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\,d$$

$$D = d\sqrt[3]{\frac{L}{\frac{1}{2}\,l}}$$

b) Construction einer Axe, die mit ihren Enden aufliegt und in irgend einem Punkt belastet ist. Fig. 58.

Nach den in der Figur angegebenen Bezeichnungen ist:

Druck auf den Zapfen d . . . $2P\,\frac{\lambda_1}{\lambda+\lambda_1}$

„ „ „ „ d_1 . . . $2P\,\frac{\lambda}{\lambda+\lambda_1}$

Durchmesser des Zapfens d . . $d = 0{\cdot}18\sqrt{2P\,\frac{\lambda_1}{\lambda+\lambda_1}}$

„ „ „ d_1 . . $d_1 = 0{\cdot}18\sqrt{2P\,\frac{\lambda}{\lambda+\lambda_1}}$

Länge dieser Zapfen . . . . $\begin{cases} l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\,d \\ l_1 = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\,d_1 \end{cases}$

Durchmesser der Axe an der Hülse des Körpers, welcher mit der Axe verbunden ist:

$$D = d\sqrt[3]{\frac{L}{\frac{1}{2}\,l}}$$

$$D_1 = d_1\sqrt[3]{\frac{L_1}{\frac{1}{2}\,l_1}}$$

74.

Wellen, welche sowohl auf Biegung als auf Drehung in Anspruch genommen sind.

Um Wellen dieser Art zu construiren, bestimmt man zuerst den Durchmesser, welchen die Welle erhalten müsste, um der drehenden Kraft hinreichenden Widerstand zu leisten, und bringt sodann an diese Welle eine Verstärkung an, die für sich allein im Stande ist, dem Biegungsmoment, welchem die Welle ausgesetzt ist, zu widerstehen. — Es sei

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

der Durchmesser, welchen die Welle erhalten muss, um bei n Umdrehungen pr. 1 Minute einen Effect von N Pferdekräften zu übertragen.

M das Biegungsmoment, welchem ein gewisser Querschnitt der Welle ausgesetzt ist.

Wenn die Verstärkung der Welle ringförmig sein soll, so hat man zur Bestimmung des äuseren Durchmessers die Formel:

$$D = \sqrt[3]{d^3 + \frac{32\,M}{\mathfrak{B}\,\pi}}$$

Wenn hingegen die Verstärkung durch 4 Nerven geschehen soll, Fig. 59, so hat man zur Bestimmung von h oder b:

$$h = \sqrt[3]{d^3 + \frac{6\,M}{\mathfrak{B}}\,\frac{h}{b}}$$

$$\text{oder:} \quad b = \frac{6\,M\,h}{\mathfrak{B}\,(h^3 - d^3)}$$

Die erste dieser Formeln ist zu gebrauchen, wenn es zweckmässig ist, das Verhältniss $\frac{h}{b}$ anzunehmen und h zu suchen; die Letztere dagegen, wenn die Höhe h angenommen und b gesucht wird.

75.

Wellen-Kupplungen. Fig. 60, 61.

Es sei N der Effect in Pferdekräften, welche das getriebene Wellenstück überträgt. n die Anzahl der Umdrehungen pr. 1′. d der Durchmesser des getriebenen Wellenstückes.

d_1 l δ k h D, wie Fig. 60 und 61 zeigen. Zur Bestimmung der Dimensionen hat man folgende theils rationelle, theils empirische Regeln:

Durchmesser der getriebenen Wellen	$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$
Durchmesser des Kupplungskopfes	$d_1 = 1 \cdot 25\, d$
Länge der Kupplungshülse	$l = 2 \cdot 7 + 1 \cdot 9\, d$
Metalldicke der Kupplungshülse	$\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3}\, d$
Aeusserer Durchmesser der Kupplungshülse .	$D = 1 + 1 \cdot 92\, d$
Breite des Keiles	$k = 0 \cdot 9\, \delta$
Dicke der Keiles	$h = \frac{1}{2}\, k$

Die folgende Tabelle enthält die Dimensionen von 19 Kupplungen für 32 verschiedene Wellendurchmesser. Bei den kleinen Wellen ist für je zwei derselben eine Kupplung angenommen.

76.

Tabelle über die Dimensionen von Wellenkupplungen.

Fig. 60 und Fig. 61.

Nr. der Kupplung.	d	d_1	l	δ	Nr. der Kupplnng.	d	d_1	l	δ
I.	3·00 3·25	4·06	8·88	1·58	IX.	10 11	13·75	23·6	4·16
II.	3·50 3·75	4·69	9·83	1·75	X.	12 13	16·25	27·4	4·83
III.	4·00 4·50	5·63	11·25	2·00	XI.	14 15	18·75	31·2	5·50
IV.	5·00 5·50	6·90	13·15	2·33	XII.	16 17	21·25	35·0	6·13
V.	6·00 6·50	7·90	15·05	2·66	XIII.	18 19	23·75	38·8	6·83
VI.	7·0 7·5	9·42	16·95	3·00	XIV.	20	25.0	40·7	7·16
					XV.	22	27·5	44·5	7·83
VII.	8·0 8·5	10·6	18·85	3·33	XVI.	24	30·0	48·3	8·50
					XVII.	26	32·5	52·1	9·16
VIII.	9·0 9·5	11·9	20·75	3·66	XVIII.	28	35·0	55·9	9·83
					XIX.	30	37·5	59·7	10·50

77.

Zapfenlager für liegende, stehende und aufgehängte Wellen.

Tafel VII und die nachstehende Tabelle geben zusammen alle Hauptabmessungen für die verschiedenen Arten und Grössen von Zapfenlagern. Um mit einer möglichst geringen Anzahl von Modellen auszureichen, sind 32 Wellendurchmesser in angemessenen Abstufungen angenommen worden. Jedem Durchmesser entspricht eine besondere Lagerschale. Die äusseren Durchmesser der kleineren Schalen sind aber so gewählt, dass für ein Paar derselben das gleiche Lager gebraucht werden kann. 32 Schalen und XIX Lagen sind auf diese Weise für alle gewöhnlicheren Fälle der Praxis vollkommen genügend. Die Dimensionen l d_1 e sind nach folgenden Formeln bestimmt worden;

Länge der Lagerschale . . .	$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\ d$	Centm.
Metalldicke der Schale . . .	$e = 0{\cdot}28 + 0{\cdot}074\ d$	
Aeusserer Durchmesser der Schale	$d_1 = 0{\cdot}69 + 1{\cdot}17\ d$	

Werden die Schalen nach diesen Formeln oder nach den Werthen der folgenden Tabelle ausgeführt, so erhält man für die Lager selbst ganz richtige Dimensionen, wenn man dieselben nach guten Vorbildern geometrisch ähnlich ausführt. In den Zeichnungen Tafel VII sind desshalb die Hauptdimensionen der Lager, auf den äusseren Durchmesser der Schalen bezogen, angegeben. Für die Dimensionen der kleineren Details sind die Verhältnisszahlen weggelassen.

In Fig. 63 ist die Hälfte, rechter Hand, eine Lagerform für Wellen bis zu 20 Centm. Durchmesser, und die Hälfte linker Hand für Wellen über 20 Centm. Durchmesser.

78.

Tabelle über die Dimensionen der Schalen für Zapfen- und Hänglager. Fig. 63, 64, 65, 66.

Nr. des Lagers.	d Innerer Durchmesser der Schale.	e Metalldicke.	d_1 Aeusserer Durchm. der Schale.	l Länge der Schale.
I.	3·00 3·25	0.52	4·49	4·8
II.	3·5 3·75	0.558	5·08	5·4
III.	4·0 4·5	0·613	5·96	6·31
IV.	5·0 5·5	0·687	7·13	7·53
V.	6·0 6·5	0·761	8·29	8·74
VI.	7·0 7·5	0·853	9·47	9·94
VII.	8·0 8·5	0·909	10·63	11·15
VIII.	9·0 9·5	0·983	11·80	12·37
IX.	10 11	1·094	13·56	14·18
X.	12 13	1·242	15·90	16·60
XI.	14 15	1·390	18·24	19·02
XII.	16 17	1·54	20·58	21·44
XIII.	18 19	1·686	22·92	23·86
XIV.	20	1·760	24·09	25·07
XV.	22	1·908	26·43	27·49
XVI.	24	2·056	28·08	29·91
XVII.	26	2·204	30·42	32·32
XVIII.	28	2·350	33·45	34·75
XIX.	30	2·50	35·79	37·17

Rollen.

Tafel VIII. Fig. 67 und 68.

79.

Berechnung der Spannungen des Riemens.

Bei einem Riementrieb kommen dreierlei Spannungen vor. 1) Die Spannung t, welche in der ganzen Ausdehnung eines Riemens ursprünglich vorhanden sein muss, damit derselbe, ohne auf den Rollen zu gleiten, eine Kraft P von dem Umfang der treibenden Rolle auf jenen der getriebenen zu übertragen vermag. 2) Die Spannungen T und T_1, welche in dem führenden und geführten Riemenstück vorhanden sind, während die Kraft P übertragen wird. Zur Berechnung dieser Spannungen hat man folgende Formeln:

$$t = \frac{1}{2} P \frac{e^{f\frac{S}{R}} + 1}{e^{f\frac{S}{R}} - 1}$$

$$T = P \frac{e^{f\frac{S}{R}}}{e^{f\frac{S}{R}} - 1}$$

$$T_1 = P \frac{1}{e^{f\frac{S}{R}} - 1}$$

in welchen die Grössen e, f, S, R folgende Bedeutung haben:

f der Reibungscoeffizient für den Riemen auf den Rollen;
S die Bogenlänge, welche der Riemen auf der kleineren der beiden Rollen umfasst;
R der Halbmesser der kleineren Rolle;
e = 2·718 die Basis der natürlichen Logarithmen.

Die Werthe von f sind:

f = 0·47 für gewöhnlich fette Riemen auf hölzernen Rollen;
f = 0·50 für neue Riemen auf hölzernen Rollen;
f = 0·28 für gewöhnlich fette Riemen auf gusseisernen, abgedrehten Rollen;
f = 0·38 für feuchte Riemen auf gusseisernen, abgedrehten Rollen;
f = 0·50 für Hanfseile auf hölzernen Rollen.

Zur bequemern Berechnung von $t\,T\,T_1$ dient noch folgende Tabelle, welche für verschiedene Werthe von $\frac{S}{2R\pi}$ und f die entsprechenden Werthe von $e^{f\frac{S}{R}}$ enthält.

80.

Tabelle zur Berechnung der bei einem Riementrieb vorkommenden Spannungen.

$\frac{S}{2R\pi}$	Werth von $e^{f\frac{S}{R}}$					
	Neue Riemen auf hölzernen Rollen.	Gewöhnliche Riemen		Feuchte Riemen auf Eisen.	Schnüre auf Rollen von Holz.	
		auf Holz.	auf Eisen.		rauh.	polirt.
0·2	1·87	1·80	1·42	1·61	1·87	1·51
0·3	2·57	2·43	1·69	2·05	2·57	1·86
0·4	3·51	3·26	2·02	2·60	3·51	2·29
0·5	4·81	4·38	2·41	3·30	4·81	2·82
0·6	6·59	5·88	2·87	4·19	6·58	3·47
0·7	9·00	7·90	3·43	5·32	9·01	4·27
0·8	12·34	10·62	4·09	6·75	12·34	5·25
0·9	16·90	14·27	4·87	8·57	16·90	6·46
1·0	23·14	19·16	5·81	10·89	23·90	7·95

81.

Praktische Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Rollen und des Riemens, wenn die ganze Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll.

a) Durchmesser der Wellen.

Diese werden nach den in N° 65 und N° 66 aufgestellten Regeln bestimmt.

b) Halbmesser der Rollen.

Der Halbmesser der grösseren von den beiden Rollen (welche mit der langsamer gehenden Welle verbunden ist) darf in den meisten Fällen 6 bis 7 mal so gross gemacht werden, als der Durchmesser der Welle, mit welcher sie verbunden wird. Nur bei sehr starken Ueber-

setzungen ist dieser Halbmesser 8 bis 12 mal so gross zu machen als die entsprechenden Wellendurchmesser.

Der Halbmesser der kleineren der beiden Rollen ergibt sich, wenn man den Halbmesser der grösseren Rolle durch die Uebersetzungszahl dividirt.

c) Breite des Riemens und der Rollen.

Nennt man:

d den Durchmesser der einen oder der anderen der beiden Wellen;
R den Halbmesser der Rolle, die mit der Welle d verbunden ist;
β die Breite des Riemens;
b die Breite der Rollen;

so hat man zur Bestimmung von β und b folgende einfache Regeln.

$$\frac{\beta}{d} = 10{\cdot}5\,\frac{d}{R}$$

$$\frac{b}{\beta} = \frac{5}{4}$$

Mit diesen Formeln findet man:

für $\frac{R}{d}$ =	4	5	6	7	8	9	10	11	12.
$\frac{\beta}{d}$ =	2·6	2·1	1·75	1·5	1·31	1·16	1·05	0·95	0·87.

Ist z. B. der Durchmesser d einer Welle gleich 8 Centm. und der Halbmesser R der damit verbundenen Rolle gleich $7 \times 8 = 56$ Centm., so ist wegen $\frac{R}{d} = 7$, $\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}5$, demnach $\beta = 1{\cdot}5 \times 8 = 12$ Centm.

d) Die Hülse, vermittelst welcher die Rolle auf die Welle gekeilt wird.

Durchmesser des Wellenkopfes, auf welchen die Rolle gekeilt wird . . . . . $= 1{\cdot}35\ d$

Metalldicke der Hülse . . . . . $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3}\ d$

Länge der Hülse: gleich der Rollenbreite.

Breite des Keiles . . . . . $k = 0{\cdot}9\ \delta$

Dicke des Keiles . . . . . $= \frac{1}{2}\ k$

e) Anzahl und Querschnitt der Arme.

Die Anzahl $\mathfrak{N}$ der Rollenarme ist gleich zu machen dem Verhältniss $\frac{R}{d}$ aus dem Halbmesser der Rolle und dem Durchmesser der Welle.

Zur Bestimmung der Breite und Dicke der Radarme, beide Dimensionen an der Axe gemessen, hat man folgende einfache Formel:

Breite eines Armes (Fig. 68, Taf. VIII) . . . . . $h = \frac{1{\cdot}7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}} d$

Dicke eines Armes . . . . . $= \frac{1}{2} h$

Querschnittsform: elliptisch.

Die Formel für h liefert folgende Resultate:

für $\mathfrak{N} =$	3	4	6	8	10	12
wird: $\frac{h}{d} =$	1·18	1·08	0·94	0·86	0·79	0·75.

Für eine Welle von 6 Centm. Durchmesser, mit welcher eine Rolle von $6 \times 8 = 48$ Centm. Halbmesser verbunden ist, hat man 6 Arme zu nehmen, und jeder derselben wird, an der Axe gemessen, $6 \times 0{\cdot}86 = 5{\cdot}16$ Centm. breit und $\frac{1}{2}$ 5·16 = 2·58 Centm. dick.

82.

Praktische Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Rollen und des Riemens, wenn nur ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll.

Wenn nur ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll, so darf man sich ebenfalls der in vorhergehender N° aufgestellten Regeln bedienen, nur muss man nicht den wirklichen Durchmesser der treibenden Welle in Rechnung bringen, sondern denjenigen, welchen sie für die Kraft erhalten müsste, die wirklich auf die zweite Welle übertragen wird. Ueberdiess muss noch die Aushöhlung der Hülse für den wirklichen Wellendurchmesser gemacht werden. Ein Beispiel wird die Anwendung dieser Regel erklären. Es sei für einen anzuordnenden Riementrieb:

Nutzeffekt in Pferdekräften, welchen die treibende Welle fortpflanzt . . . . . = 10

Anzahl der Umdrehungen dieser Welle per 1 Minute . . . . = 80

Nutzeffekt in Pferdekräften, welcher auf die getriebene Welle übertragen werden soll . . . . . = 4·2

Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute der getriebenen Welle = 160

Nun ist nach Tabelle 69:

Wirklicher Durchmesser der treibenden Welle (wegen N = 10, n = 80) . . . . . = 8 Centm.

Wirklicher Durchmesser der getriebenen Welle (wegen N = 4·2, n = 160) . . . . . nahe = 5 Centm.
Durchmesser, welchen die treibende Welle erhalten müsste, um bei 80 Umdrehungen per 1 Min. eine Kraft von 4·2 Pferden zu übertragen . . . . . = 6 Centm.

Dieser letztere Durchmesser muss nun in Rechnung gebracht werden, und man findet nun:

Nach N° 81 b. Halbmesser der treibenden Rolle = 6 × 6 = 36 Centm.
Halbmesser der getriebenen Rolle $36 \frac{80}{160}$ . . . . . = 18 Centm.
Nach N° 81 c. Breite des Riemens 1·75 × 6 . . . = 10·5 Centm.
Breite der Rollen . . . . . 10·5 × $\frac{5}{4}$ . . . = 13·1 Centm.

	Grosse Rolle.	*Kleine Rolle.*
Nach N° 81 d. Durchmesser des Wellkopfes	1·35 × 10 = 13·5	1·35 × 5 = 6·75
Metalldicke der Hülse . .	$\frac{1}{2} + \frac{1}{3}$ × 8 = 3·16	$\frac{1}{2} + \frac{1}{3}$ 5 = 2·16
Länge der Hülsen	= 13·1	= 13.1
Breite des Keiles	0·9 × 3·16 = 2·85	0·9 × 2·16 = 1·95
Dicke des Keiles	= 1·42	= 0·98
Nach N° 81 e. Anzahl der Arme . .	$\frac{36}{6}$ = 6	$\frac{18}{5}$ = 4 (nahe)
Breite der Arme an den Axen	0·94 × 6 = 5·64	1·08 × 5 = 5·4

Spannrollen.

83.

Bestimmung des Druckes, mit welchem eine Spannrolle gegen den Riemen wirken muss, damit derselbe ohne zu gleiten, eine gewisse Kraft zu übertragen vermag.

Nennt man:
L die ganze Länge des Riemens, welcher die Rollen umfasst;
Ω den Querschnitt des Riemens;
ε den Modulus der Elasticität des Leders. Tabelle Nr. 57;
T die Spannung im Riemen, wenn die Spannrolle weggenommen wird;
q die Kraft in Kilog., mit welchen die Spannrolle gegen den Riemen gedrückt werden muss, damit in demselben die kleinste Spannung eintritt, bei welcher eine Kraft P übertragen werden kann;
P die Kraft in Kilog., welche von dem Umfang der treibenden Rolle auf jenen der getriebenen Rolle übertragen werden soll;

a und b die Entfernungen des Mittelpunktes der Spannrolle von den Punkten, in welchen der Riemen die Rollen berührt;

so hat man annäherungsweise, wenn der Riemen durch die Spannrolle nicht zu stark eingebogen wird:

$$q = 2\,P\sqrt{\frac{2\,(a+b)}{a\,b}\;\frac{L\,(1{\cdot}5\,P - T)}{\Omega\,\varepsilon}}.$$

Für den Fall, dass die Spannung T gleich o und dass a = b ist, hat man:

$$q = 5\,P\sqrt{\frac{L\,P}{\Omega\,\varepsilon\,a}}.$$

Man darf hier setzen:

$$\frac{P}{\Omega} = 10, \quad \varepsilon = 400,$$

und dann wird:

$$q = 0{\cdot}8\,P\sqrt{\frac{L}{a}}.$$

Zahnräder.

84.

Bestimmung aller Dimensionen der Zahnräder, wenn die totale Kraft, welche in einer Welle enthalten ist, durch zwei Zahnräder auf eine zweite Welle übertragen werden soll.

a) Durchmesser der Wellen.

Diese sind nach den in Nr. 66 bis 72 enthaltenen Regeln oder Tabellen zu bestimmen.

b) Relative Gösse eines Rades.

Damit die Räder passende Verhältnisse erhalten, müssen die Halbmesser derselben zum Durchmesser der Wellen in einem gewissen Verhältnisse stehen. Wir nennen das Verhältniss zwischen dem Halbmesser eines Rades und dem Durchmesser der entsprechenden Welle: die relative Grösse des Rades, und sagen von einem Rade, dessen

relative Grösse z. B. 5 ist, es sei ein fünffaches Rad in Bezug auf eine gewisse Welle. — Wenn die Uebersetzungszahl nicht grösser als 5 ist, darf für das langsamer gehende zweier aufeinanderwirkender Zahnräder immer ein fünf- oder sechsfaches Rad genommen werden; ein fünffaches für aufrechte, ein sechsfaches für liegende Wellbäume. Der Halbmesser des grösseren Rades ist also für aufrechte Wellbäume fünfmal, für liegende Wellbäume sechsmal so gross zu machen, als der Durchmesser des Wellbaums. — Der Halbmesser des kleineren Rades wird gefunden, wenn man jenen des grösseren Rades durch die Uebersetzungszahl dividirt. — Wenn die Uebersetzungszahl grösser als fünf ist, ist es am zweckmässigsten, von dem Halbmesser des kleineren Rades auszugehen. Man darf in diesem Falle den Halbmesser des kleineren Rades 1·5 bis 3 Mal so gross nehmen, als den Durchmesser der schneller gehenden Welle, und dann findet man den Halbmesser des grösseren Rades, wenn man jenen des kleineren Rades mit der Uebersetzungszahl multiplizirt.

c) Dimensionen und Anzahl der Zähne für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte oder durch andere Motoren bewegt werden.

Es sei:

R der Halbmesser eines Rades;
d der Durchmesser der Welle;
α die Dicke auf dem Theilkreis gemessen, eines eisernen Zahnes;
β die Breite des Zahnes, d. h. die, bei Stirnrädern parallel mit der Axe und bei Kegelrädern nach der Spitze des Grundkegels hin gemessene, Dimension eines Zahns;
γ die Länge eines Zahns, d. h. die, bei Stirnrädern nach radialer Richtung, bei Kegelrädern nach der Spitze des Ergänzungskegels hin gemessene Dimension eines Zahns;
t die Zahntheilung (der Abstich);
$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Zähne des Rades.

Dies vorausgesetzt, hat man zur Bestimmung von $\alpha\ \beta\ \gamma\ \mathfrak{N}$, wenn R und d gegeben sind:

$$\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}33\ \sqrt{\frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{d}{R}}.$$

$$\frac{\gamma}{\alpha} = \frac{3}{2}.$$

$$\frac{t}{\alpha} = \begin{cases} 2{\cdot}1 & \text{für Eisen auf Eisen,} \\ 2{\cdot}67 & \text{„ Holz „ „} \end{cases}$$

$$\mathfrak{R} = \begin{cases} 2{\cdot}25 \left(\frac{R}{d}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} = 3 \cdot \left(\frac{\beta}{\alpha}\right) \left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Eisen auf Eisen,} \\ 1{\cdot}79 \left(\frac{R}{d}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} = 2{\cdot}38 \left(\frac{\beta}{\alpha}\right) \left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Holz auf Eisen,} \end{cases}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in der ersteren der zwei nachfolgenden Tabellen zusammengestellt. Dieselbe gibt für verschiedene Werthe von $\frac{R}{d}$ und von $\frac{\beta}{\alpha}$ die entsprechende Werthe von $\frac{\beta}{d}$ und von $\mathfrak{R}$. Für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte bewegt werden, ist $\frac{\beta}{\alpha}$ gleich 4 bis 5 zu nehmen. Für Räder, die durch Wasser- oder Dampfkraft bewegt werden, darf man in den meisten Fällen $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ nehmen. Für sehr schnell gehende Transmissionsräder ist zur Verminderung der Abnützung der Zähne eine grosse Zahnbreite vortheilhaft; daher für derlei Räder $\frac{\beta}{\alpha}$ gleich 7 bis 8 genommen werden soll. Um den Gebrauch dieser Tabelle zu erklären, dienen folgende Beispiele:

Es soll ein sechsfaches Rad für eine Welle von 8 Centm. Durchmesser construirt werden. Rad und Welle gehören zu einer Winde, die durch Menschenkraft bewegt wird. Es ist also:

Durchmesser der Welle . . . . . $d = 8$ Centm.

Relative Grösse des Rades . . . . . $\frac{R}{d} = 6.$

Halbmesser des Rades . . . . . $R = 6 \times 8 = 48$ Centm.

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne . $\frac{\beta}{\alpha} = 5.$

Verhältniss zwischen der Zahnbreite und dem Wellendurchmesser (nach Tabelle) . . . . . $\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}212$

Zahnbreite . . . . . $\beta = 8 \times 1{\cdot}212 = 9{\cdot}696$ Centm.

Anzahl der Zähne (Eisen auf Eisen nach Tabelle) . . . . . $\mathfrak{N} = 74$

Es soll ein fünffaches Transmissionsrad für eine Welle von 16 Centm. Durchmesser construirt werden. Hier ist:

Durchmesser der Welle . . . . . $d = 16$ Centm.

Relative Grösse des Rades . . . . . $\frac{R}{d} = 5$

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne . $\frac{\beta}{\alpha} = 6$

Verhältniss zwischen Zahnbreite und Wellendurchmesser (nach Tabelle) . . . . . $\frac{\beta}{d} = 1 \cdot 458$

Breite der Zähne . . . . . $\beta = 1 \cdot 458 \times 16 = 23 \cdot 3$ Centm.

Anzahl der Zähne (Holz auf Eisen) . . . . . $\mathfrak{N} = 50$

Es soll ein 4·5faches Transmissionsrad für eine sehr schnell gehende Welle von 12 Centm. Durchmesser construirt werden. Hier ist:

der Durchmesser der Welle . . . . . $d = 12$ Centm.

relative Grösse des Rades . . . . . $\frac{R}{d} = 4 \cdot 5$

Halbmesser des Rades . . . . . $R = 4 \cdot 5 \times 12 = 54$ Centm.

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 7$

Verhältniss zwischen Zahnbreite und Wellendicke $\frac{\beta}{d} = 1 \cdot 659$

Zahnbreite . . . . . $\beta = 1 \cdot 659 \times 12 = 20$ Centm.

Anzahl der Zähne (Holz auf Eisen) . . . . . $\mathfrak{N} = 46$.

d) Bestimmung der Welle, welche einem Rade von gegebenen Abmessungen entspricht. Wenn das Rad gegeben und die Welle gesucht wird, kennt man: $\frac{R}{\beta}\,\frac{\beta}{\alpha}$, und dann findet man:

$$\frac{d}{\beta} = 0 \cdot 826 \frac{\sqrt[3]{\frac{R}{\beta}}}{\sqrt[3]{\frac{\beta}{\alpha}}}$$

$$\mathfrak{N} = \begin{cases} 3\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 2{\cdot}38\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{„ Holz „ „} \end{cases}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in der letzteren der zwei folgenden Tabellen zusammengestellt.

Beispiel. Es sei für ein bestehendes Rad $\beta = 20$ Centm. $R = 100$ Centm. $\frac{\beta}{\alpha} = 6$. Dann findet man in der Tabelle: $\frac{d}{\beta} = 0{\cdot}771$; folglich wird $d = 0{\cdot}771 \times 20 = 15{\cdot}42$ Centm.; ferner ist nach der Tabelle für Eisen auf Eisen: $\mathfrak{N} = 90$.

Zu 84. c. *Tabelle über die Dimensionen und Anzahl der Zähne für Räder.*

$\frac{R}{d}$	$\frac{\beta}{\alpha}=4$			$\frac{\beta}{\alpha}=5$			$\frac{\beta}{\alpha}=6$			$\frac{\beta}{\alpha}=7$			$\frac{\beta}{\alpha}=8$		
	$\frac{\beta}{d}$	ℜ Eisen Eisen.	ℜ Holz Eisen.	$\frac{\beta}{d}$	ℜ Eisen Eisen.	ℜ Holz Eisen.	$\frac{\beta}{d}$	ℜ Eisen Eisen.	ℜ Holz Eisen.	$\frac{\beta}{d}$	ℜ Eisen Eisen.	ℜ Holz Eisen.	$\frac{\beta}{d}$	ℜ Eisen Eisen.	ℜ Holz Eisen.
1·0	2·660	5	4	2·967	5	4	3·258	6	5	3·519	6	5	3.761	6	5
1·5	2·172	8	6	2·424	9	7	2·660	10	8	2·872	11	9	3·071	12	10
2·0	1·860	13	10	2·076	14	11	2·278	15	12	2·460	17	14	2·630	18	14
2·5	1·682	18	14	1·877	20	16	2·060	22	18	2·225	24	19	2·378	25	20
3·0	1·536	23	18	1·714	26	21	1·882	29	23	2·032	31	25	2·171	33	26
3·5	1·422	29	23	1·586	33	26	1·741	36	29	1·881	39	31	2·010	42	34
4·0	1·330	36	29	1·484	40	32	1·628	44	35	1·760	48	38	1·880	51	41
4·5	1·254	43	34	1·399	48	38	1·530	52	42	1·659	57	46	1·774	61	49
5·0	1·190	50	40	1·328	56	45	1·458	62	50	1·574	67	54	1·682	71	57
5·5	1·134	58	46	1·265	65	52	1·411	71	57	1·500	77	62	1·602	82	66
6·0	1·086	66	53	1·212	74	59	1·330	81	65	1·437	88	70	1·535	94	75
6·5	1·048	75	60	1·169	83	66	1·284	91	73	1·386	99	79	1·481	105	84
7·0	1·006	83	66	1·122	93	74	1·231	102	82	1·331	110	88	1·422	118	94
7·5	0·971	92	74	1·083	103	82	1·189	113	90	1·284	122	98	1·373	131	105
8·0	0·941	102	82	1.049	114	91	1·153	125	100	1·245	135	108	1·330	144	115
8·5	0·912	112	90	1·017	125	100	1·117	137	110	1·207	148	118	1·290	158	126
9·0	0·887	122	98	0·990	136	109	1·086	148	118	1·172	161	129	1·254	168	134
9·5	0·863	132	106	0·963	147	118	1·063	161	129	1·141	174	139	1.220	186	149
10	0·841	142	114	0·938	159	127	1·030	174	139	1·112	188	150	1·188	201	161

Zu 84 d. *Tabelle zur Bestimmung der Welle, welche einem Rade von gegebenen Abmessungen entspricht.*

$\frac{R}{\beta}$	$\frac{\beta}{\alpha} = 4$			$\frac{\beta}{\alpha} = 5$			$\frac{\beta}{\alpha} = 6$			$\frac{\beta}{\alpha} = 7$			$\frac{\beta}{\alpha} = 8$		
	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen.	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen.	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen.	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen.	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen.	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen.	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen.	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen.	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen.	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen.
0·5	0·412	6	5	0·382	8	6	0·358	9	7	0·340	11	9	0·325	12	10
1·0	0·518	12	10	0·480	15	12	0·451	18	14	0·428	21	17	0·410	24	19
1·5	0·593	18	14	0·597	23	18	0·456	27	22	0·491	31	25	0·470	36	29
2·0	0·653	24	19	0 605	30	24	0·568	36	29	0·540	42	34	0·517	48	38
2·5	0·703	30	24	0·652	38	30	0·612	45	36	0·562	53	42	0·557	60	48
3·0	0·745	36	29	0·692	45	36	0·650	54	43	0·618	63	50	0·591	72	58
3·5	0·788	42	34	0·729	53	42	0·746	63	50	0·650	74	59	0·623	84	67
4·0	0·824	48	38	0·762	60	48	0·716	72	57	0·680	84	67	0·651	96	77
4·5	0·856	54	43	0·793	68	54	0·744	81	64	0·708	95	76	0·681	108	86
5·0	0·887	60	48	0·821	75	60	0·771	90	72	0·733	105	84	0·701	120	96
5·5	0·915	66	53	0·848	83	66	0 796	99	79	0·756	116	93	0·724	132	106
6·0	0·942	72	58	0·873	90	72	0·819	108	86	0·779	126	101	0·746	144	115
6·5	0·968	78	62	0·895	98	78	0.841	117	94	0·800	136	109	0·765	156	125
7·0	0 992	84	67	0·918	105	84	0.862	126	101	0·820	147	114	0·784	168	134
7·5	1·015	90	72	0·940	113	90	0·882	135	108	0·839	157	126	0·803	180	144
8·0	1·037	96	79	0·960	120	96	0·902	144	115	0·857	168	134	0·820	192	154
8·5	1·058	102	82	0·980	127	102	0·920	153	122	0·875	179	143	0·837	204	163
9·0	1·078	108	86	0·998	135	108	0·938	162	130	0·892	189	151	0·854	216	173
9·5	1·098	114	91	1.017	143	114	0·955	171	136	0·908	200	160	0·869	228	182
10·0	1·117	120	96	1·034	150	120	0·970	180	144	0·923	221	177	0·884	240	192

e) Querschnittsdimensionen der Zahnkränze. Tafel IX.

Die Querschnittsdimensionen des Zahnkranzes dürfen alle der Zahnbreite β proportionel gemacht werden. Die Figuren 73 bis 81 enthalten die Verhältnisszahlen zwischen den Querschnittsdimensionen der Zahnkränze und der Zahnbreite. Die Verhältnisszahlen der Figuren 73, 75, 76, 78, 79, 81 dürfen für jedes Verhältniss von $\frac{\beta}{a}$ gebraucht werden. Die Verhältnisszahlen der Figuren 74, 77, 80 gelten aber nur für den gewöhnlicheren Fall, wenn $\frac{\beta}{a} = 6$ ist. Für den Gebrauch dieser Zeichnungen dienen folgende Erklärungen:

Fig. 73. Querschnitt eines Stirnrades mit hölzernen Zähnen für Räder bis zu 20 Centm. Zahnbreite.

Fig. 75. Querschnitt eines Kegelrades mit hölzernen Zähnen für Räder bis zu 20 Centm. Zahnbreite.

Fig. 74. Durchschnitt eines Kegel- oder Stirnrades mit hölzernen Zähnen.

Fig. 76. Querschnitt eines Stirnrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 78. Querschnitt eines Kegelrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 77. Ansicht eines Stirnrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 79. Querschnitt eines Stirnrades mit hölzernen Zähnen für Räder über 20 Centm. Zahnbreite.

Fig. 81. Querschnitt eines Kegelrades mit hölzernen Zähnen für Räder über 20 Centm. Zahnbreite.

Fig. 80. Durchschnitt eines Rades mit hölzernen Zähnen.

f) Dimensionen der Hülse und des Keiles. Fig. 82—85.

Länge der Hülse . . . . . $l = \beta + 0{\cdot}06\ R$

Durchmesser der Höhlung . . . . . $d_1 = \frac{5}{4}\ d$

Metalldicke der Hülse . . . . . $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3}\ d$

Breite des Keiles . . . . . $k = 0{\cdot}9\ \delta$

Dicke des Keiles . . . . . $= \frac{1}{2}\ k$

g) Anzahl und Dimensionen der Radarme. Fig. 82—85.

Die Anzahl der Radarme ist gleich der relativen Grösse $\frac{R}{d}$ des Rades. Ist $\frac{R}{d}$ eine unganze Zahl, so nimmt man für die Anzahl der Arme die ganze Zahl, welche dem Werth von $\frac{R}{d}$ am nächsten liegt.

Nennt man:

$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Arme eines Rades;
d den Durchmesser der Welle;
h die Breite der Hauptnerve eines Armes;

so hat man zur Bestimmung von h die Formel:

$$\frac{h}{d} = \frac{1 \cdot 7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}}$$

Aus dieser findet man:

für $\mathfrak{N}$ =	3	4	5	6	8	10	12.
$\frac{h}{d}$ =	1·18	1·08	1·00	0·94	0·86	0·79	0·75.

Ist h bestimmt, so hat man ferner zu nehmen:

Dicke der Hauptnerve . . . . . $= \frac{1}{5}$ h.

Dicke der Nebennerve . . . . . $= \frac{1}{6}$ h.

Breite des Arms am Zahnkranz . . . . . $= \frac{3}{4}$ h.

85.

Abmessungen der Räder, wenn dieselben nur einen Theil der Kraft übertragen, welche in der Welle wirkt.

Wenn nur ein Theil der Kraft, welche in einer Welle enthalten ist, vermittelst zweier Räder auf eine zweite Welle übertragen werden soll, dürfen die in vorhergehender N° aufgestellten Regeln ebenfalls angewendet werden; man muss jedoch statt des wirklichen Durchmessers der treibenden Welle denjenigen Durchmesser in Rechnung bringen, welcher der Kraft entspricht, die in der That übertragen wird. Beispiel: Von einer Welle, welche 156 Pferdekräfte mit 80 Umdrehungen per 1 Min. fortpflanzt, sollen vermittelst zweier Räder 40 Pferdekräfte auf eine zweite Welle übertragen werden, und diese letztere soll per 1 Min. 160 Umdrehungen machen.

Hier ist:

Wirklicher Durchmesser der treibenenden Welle $16 \sqrt[3]{\frac{156}{80}} = 20$ Ctm.

Wirklicher Durchmesser der getriebenen Welle $16 \sqrt[3]{\frac{40}{160}} = 10$ Ctm.

Durchmesser einer Transmissionswelle für 40 Pferdekraft und

80 Umdrehungen per 1 Min. . . . . $16\sqrt[3]{\frac{40}{80}} = 13$ Ctm.

Vermittelst dieses letzteren Durchmessers findet man nun durch Anwendung der in N° 84 aufgestellten Regeln:

Halbmesser des treibenden Rades . . . . . $5 \times 13 = 65$ Ctm.

Halbmesser des getriebenen Rades . . . . . $\frac{1}{2}\,65 = 32{\cdot}5$ Ctm.

Zahnbreite der Räder $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6, \frac{R}{d} = 5\right)$ $1{\cdot}458 \times 13 = 18{\cdot}95$ Ctm.

Anzahl der Zähne (Eisen auf Eisen) . . . . . $\begin{cases} = 62. \\ = 31. \end{cases}$

86.

Abmessungen der Räder, wenn ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, vermittelst eines in mehrere andere Räder eingreifenden Rades, auf mehrere Axen übertragen werden soll.

Auch in diesem Falle können die Regeln von N° 84 angewendet werden, wenn man die geeigneten Wellendurchmesser in Rechnung bringt. Wie diese gefunden werden, erhellt aus folgendem Beispiel. Eine Welle A macht per 1 Min. 60 Umdrehungen und enthält einen Effekt von 80 Pferden. Von dieser Welle aus sollen 50 Pferdekraft auf drei andere Wellen B C D übertragen werden, und zwar auf B 10, auf C 15 und auf D 25 Pferdekräfte, und die Geschwindigkeiten dieser drei Wellen sollen sein: für B 60, für C 80, für D 120 Umdrehungen per 1 Min. Die mit den Wellen A B C D zu verbindenden Räder seien A_1 B_1 C_1 D_1.

Die wirklichen Wellendurchmesser sind für:

	A	B	C	D	
nahe	8	8·6	9·4	9·5	Centm.

Die Zähne des Rades A müssen so stark sein wie bei einem Rad, welches mit 60 Umdrehungen einen Effekt von 25 Pferdekräften überträgt.

Zur Bestimmung der Zähne muss demnach eine Welle von $16\sqrt[3]{\frac{25}{60}} =$ 12 Centm. in Rechnung gebracht werden, und man erhält:

Halbmesser des Rades A . . . . . $6 \times 12 = 72$ Centm.

„ „ „ B . . . . . $= 72$ „

„ „ „ C . . . . . $72\,\frac{60}{80} = 54$ „

Durchmesser des Rades D . . . . . $72 \frac{60}{120} = 36$ Centm.

Zahnbreite sämmlicher Räder $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$ $1{\cdot}33 \times 12 = 15{\cdot}96$ Ctm.

Anzahl der Zähne des Rades A (Eisen auf Eisen) $= 81$.

Die Arme des Rades A übertragen einen Effekt von 50 Pferden; zur Bestimmung der Arme des Rades A muss demnach eine Welle von $16 \sqrt[3]{\frac{50}{60}} = 15$ Centm. in Rechnung gebracht werden, und man erhält:

Anzahl der Arme des Rades A . . . . . $= 6$.
Breite eines Radarmes . . . . . $15 \times 0{\cdot}94 = 14{\cdot}1$.

Die Arme der Räder B C D sind nach den wirklichen Wellendurchmessern von B_1 C_1 D_1 zu construiren.

87.

Die Schraube ohne Ende.

Wenn eine Schraube ohne Ende sammt dem dazu gehörigen Zahnrad construirt werden soll, wird jederzeit eine der beiden Drehungsaxen entweder unmittelbar gegeben oder leicht zu bestimmen sein.

Nennt man nun:
d den Durchmesser der Schraubenaxe;
d_1 den Durchmesser der Radaxe;
$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Zähne des Rades;
β die Zahnbreite, α die Zahndicke;
R den Halbmesser des Rades;
r den Halbmesser der Schraube;

so hat man, wenn $\mathfrak{N}$ und entweder d oder d_1 bekannt sind, zur Bestimmung der übrigen Grössen folgende Beziehungen:

$$\frac{d_1}{d} = 0{\cdot}6 \sqrt[3]{\mathfrak{N}}$$

$$\frac{R}{d} = 0{\cdot}21\ \mathfrak{N}$$

$$\frac{\beta}{d} = 2{\cdot}5$$

$$\frac{r}{d} = 2$$

$$\frac{\beta}{\alpha} = 4$$

88.

Schmiedeiserne Winkelhebel. Tafel VIII Fig. 69.

Wenn ein Winkelhebel construirt werden soll, sind immer gegeben: 1) Die Längen p q der beiden Schenkel. 2) Der Winkel α, welchen sie zusammen bilden. 3) Die Kraft, welche am Ende eines der beiden Schenkel wirkt. Als gegebene Grössen nehmen wir also an: p, q, α und die am Ende von p wirkende Kraft P. Als zu suchende Grössen: die Durchmesser δ_p δ_q d der Zapfen und die Querschnittsdimensionen der Arme. Vorausgesetzt, dass der Hebel mit einseitigen Zapfen versehen wird, hat man:

$$\delta_p = 0{\cdot}12\sqrt{P}$$

$$\delta_q = \delta_p\sqrt{\frac{p}{q}}$$

$$d = \delta_p\sqrt[4]{1+\left(\frac{p}{q}\right)^2-2\left(\frac{p}{q}\right)\text{Cos. }\alpha}$$

Die Werthe der vierten Wurzel, mit welchen δ_p multiplicirt werden muss, um d zu erhalten, kann man aus folgender Tabelle nehmen.

Verhältniss $\frac{p}{q}$	Werth von $\sqrt[4]{1+\left(\frac{p}{q}\right)^2-2\left(\frac{p}{q}\right)\text{Cos. }\alpha}$ für						
	$\alpha=180$	$\alpha=150$	$\alpha=120$	$\alpha=90$	$\alpha=60$	$\alpha=30$	$\alpha=0$
1	1·4	1·4	1·3	1·2	1·0	0·6	0·0
2	1·7	1·7	1·6	1·5	1·3	1·1	1·0
3	2·0	2·0	1·9	1·8	1·6	1·5	1·4
4	2·2	2·2	2·1	2·0	1·9	1·8	1·7
5	2·4	2·4	2·4	2·3	2·1	2·0	2·0
6	2·6	2·6	2·6	2·5	2·4	2·3	2·2
7	2·8	2·8	2·8	2·6	2·6	2·5	2·4
8	3·0	3·0	3·0	2·8	2·7	2·7	2 6
9	3·2	3·1	3·1	3·0	2·9	2·8	2·8
10	3·4	3·3	3·3	3·2	3·1	3·0	3·0

Für den Fall, dass zweiseitige Zapfen genommen werden sollen, macht man zuerst die Berechnung, wie wenn einseitige Zapfen zu nehmen wären, und multiplizirt die sich so ergebenden Durchmesser mit 0·7.

Zur Bestimmung der Querschnittsdimensionen h und b der beiden Hebelarme dient die folgende Formel und Tabelle.

$$\frac{h}{\delta_p} = \sqrt[3]{\frac{6\pi}{16} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)\left(\frac{p}{\delta_p}\right)\left(\frac{\delta_p}{c}\right)}$$

Verhältniss $\frac{p}{\delta_p}$	Werthe von $\frac{h}{\delta_p}$ wenn			
	$\frac{h}{b} = 2$	$\frac{h}{b} = 3$	$\frac{h}{b} = 4$	$\frac{h}{b} = 5$
5	2·0	2·3	2·5	2·7
10	2·5	2·8	3·1	3·4
20	3·1	3·6	4·0	4·3
30	3·6	4·1	4·5	4·9
40	3·9	4·5	5·0	5·4
50	4·3	4·9	5·4	5·8
60	4·5	5·2	5·7	6·2
70	4·8	5·5	6·0	6·5
80	5·0	5·7	6·3	6·8
90	5·2	6·0	6·6	7·0
100	5·4	6·2	6·8	7·3

Ein Beispiel wird den Gebrauch dieser Regeln erklären. Es sei für einen zu construirenden Winkelhebel $p = 100$ Centm., $q = 10$ Centm., $\alpha = 120°$ $P = 144$ Kilg. Dann findet man: $\delta_p = 1{\cdot}44$ Centm., $\delta_q = 1{\cdot}44\sqrt{\frac{100}{10}} = 4{\cdot}55$ Centm. Wegen $\frac{p}{q} = 10$ und $\alpha = 120°$ findet man aus der ersten Tabelle $d = 1{\cdot}44 \times 3{\cdot}3 = 4{\cdot}75$ Centm. Nimmt man $\frac{h}{b} = 3$ an, so gilt die zweite Tabelle, weil $\frac{p}{\delta_p} = \frac{100}{1{\cdot}44} = 70$ ist, $\frac{h}{\delta_p} = 5{\cdot}5$. Demnach wird: $h = 5{\cdot}5 \times 1{\cdot}44 = 7{\cdot}92$ Centm. und $b = \frac{7{\cdot}92}{3} = 2{\cdot}64$ Centm.

89.

Kurbel und kurbelartige Hebel. Tafel VIII Fig. 70, 71, 72.

Es sei:

D der Durchmesser der Welle;
d der Durchmesser des Zapfens;
A die Länge des Armes, vom Mittel der Welle bis zum Mittel des Zapfens gemessen.

Diess vorausgesetzt, hat man, wenn A und d gegeben und D zu suchen ist:

$\frac{D}{d} = 0{\cdot}9 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$, wenn der Zapfen und die Welle von Schmiedeisen,

$\frac{D}{d} = 1{\cdot}1 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$, wenn Zapfen von Schmiede- und Welle von Gusseisen.

Wenn dagegen A und D gegeben ist und d gesucht werden soll, hat man:

$\frac{d}{D} = 1{\cdot}2 \sqrt[2]{\frac{D}{A}}$, wenn der Zapfen und die Welle von Schmiedeisen,

$\frac{d}{D} = 0{\cdot}877 \sqrt[2]{\frac{D}{A}}$, wenn Zapfen von Schmiede- und Welle von Gusseisen.

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

$\frac{A}{d}$	$\frac{D}{d}$		$\frac{A}{D}$	$\frac{d}{D}$	
	Welle und Zapfen von Schmied-Eis.	Welle v. G.E., Zapfen von Schmied-Eis.		Welle und Zapfen von Schmied-Eis.	Welle v. G.E., Zapfen von Schmied-Eis.
4	1·428	1·746	2	0·849	0·619
5	1·539	1·881	3	0·693	0·509
6	1·635	1·998	4	0·600	0·438
7	1·721	2·104	5	0·536	0·391
8	1·800	2·200	6	0·490	0·358
9	1·872	2·288	7	0·453	0·331
10	1·939	2·370	8	0·424	0·316
12	2·060	2·518	9	0·400	0·292
14	2·169	2·651	10	0·379	0·277
16	2·268	2·772	11	0·361	0·264
18	2·358	2·883	12	0·346	0·253
20	2·441	2·983	13	0·333	0·246

Die Querschnittsdimensionen des Armes für einen kurbelartigen Hebel können nach der in vorhergehender Nr. aufgestellten Regel bestimmt werden. Die Dimensionen der Arme und Hülsen für die eigentlichen Kurbeln erhält man vermittelst der in die Figuren 71 und 72 eingetragenen Verhältnisszahlen und Formeln. Fig. 71 ist eine gusseiserne, Fig. 72 eine schmiedeiserne Kurbel.

90.

Traversen. Tafel X., Fig. 74.

Grund- und Aufriss. Wenn eine Traverse construirt werden soll, ist jederzeit die halbe Länge l derselben und der Durchmesser d der Zapfen gegeben, die übrigen Dimensionen sind zu bestimmen. Nennt man h und b die Höhe und Breite der Traverse in der Mitte, so findet man diese Grössen durch folgende Formeln:

$$\frac{h}{d} = 1 \cdot 344 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$$

$$b = \frac{1}{3} h$$

deren Resultate in folgender Tabelle enthalten sind:

wenn $\frac{A}{d}$ =	4	5	6	7	8	9	10	12	14
wird $\frac{h}{d}$ =	2·13	2·30	2·44	2·57	2·69	2·80	2·90	3·08	3·24

Die Nebendimensionen werden durch die in den Figuren angegebenen Verhältnisszahlen bestimmt.

91.

Schmiedeiserne Schubstangen. Tafel X., Fig. 75, 76, 77, 78.

Die Hauptdimensionen, um deren Bestimmung es sich handelt, sind: 1) die Länge l der Stange; 2) die Durchmesser d der Zapfen; 3) die mittlere Dicke d_1 der Stange. Die Länge l wird durch den geometrischen Zusammenhang bestimmt, gewöhnlich wird derselbe 4, 5 bis 6mal so gross gemacht, als der Kurbelhalbmesser. Der Durchmesser d ist nach dem Druck zu bestimmen, welchem der Zapfen zu widerstehen hat. Kennt man l und d, so findet man d_1 durch folgende Formel:

$$\frac{d_1}{d} = 0 \cdot 229 \sqrt[3]{\frac{l}{d}}.$$

deren Resultate in nachstehender Tabelle enthalten sind:

für $\frac{l}{d}$ =	12	16	20	24	28	32	36	40
wird $\frac{d_1}{d}$ =	0·79	0·92	1·02	1·12	1·21	1·30	1·37	1·45

Die sämmtlichen Dimensionen der Köpfe Fig. 76, 77, 78 sind dem Durchmesser d proportional zu nehmen. Die Verhältnisszahlen sind jedoch in diesen Figuren nicht eingeschrieben, weil der Maasstab zu klein ist.

Schubstangen mit viereckigem Querschnitt sind eben so steif als runde, wenn

$$\frac{b}{d_1} = \sqrt[4]{\frac{6\pi}{32}\left(\frac{b}{a}\right)}$$

wobei b die kleinere und a die grössere Dimension des mittleren viereckigen Querschnittes bezeichnet:

für $\frac{a}{b}$ =	1	1.25	1.50	2	2·5	3	3·5	4
wird $\frac{b}{d_1}$ =	0·87	0·82	0·78	0·73	0·69	0·66	0·63	0·61
und $\frac{a}{d_1}$ =	0.87	1·02	1·17	1·46	1·73	1·98	2·21	2·44

92.

Gusseiserne Schubstangen. Tafel XI., Fig. 85, 86, 87, 88.

Die wesentlichsten Dimensionen einer solchen Schubstange sind: 1) Die Länge. 2) Die Durchmesser der Löcher für den Zapfen. 3) Die Querschnittsdimensionen in der Mitte. Zur Bestimmung dieser Dimensionen hat man:

Länge l der Schubstange: 5 bis 6 mal so gross, als der Kurbelhalbmesser.

Durchmesser d der unteren Oeffnung gleich dem Durchmesser des Kurbelzapfens.

Durchmesser der Oeffnungen der Gabel . . . . . $= 0{\cdot}7d$

Höhe der Nerve in der Mitte . . . . . h $= \frac{l}{18}$

Dicke dieser Nerve . . . . . { gewöhnlich $= \frac{h}{7} = \frac{l}{136}$; allgemein $= 12.\left(\frac{d}{l}\right) d$

Die übrigen untergeordneten Dimensionen, und insbesondere jene der Köpfe, können dem Durchmesser des Zapfens d proportional gemacht werden.

93.

Balancier. Tafel XI., Fig. 82, 83, 84.

Wenn in einer Maschine ein Balancier vorkommt, so ist dieselbe auch in den meisten Fällen mit einer Kurbel versehen.

Nennt man:

A den Halbmesser der Kurbel,

d den Durchmesser des Kurbelzapfens,

so lassen sich die Dimensionen des Balanciers auf folgende Weise leicht bestimmen:

Ganze Länge des Balancier . . . . . $= 6\,A$

Höhe des Balanciers in der Mitte . . . . . $= A$

„ „ „ an den Enden . . . . $= \frac{1}{3} A$

Dicke der Hauptnerve. Fig. 84 . . . . b $= \frac{9}{4} A \left(\frac{d}{A}\right)^2$

Horizontale Breite der Saumnerve . . . . $= 2\,b$

Vertikale Dicke . . . . . $= b$

Länge der Hülse des Balanciers . . . . . $= 0{\cdot}6\,A$

Länge der Axe des Balanciers . . . . . $= 1{\cdot}4\,A$

Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers $= 1{\cdot}27\,d$

Durchmesser der Zapfen an den Enden des Balanciers . . . . . $= 0{\cdot}7\,d$

Entfernung der Zapfenmittel . . . . . $= 4{\cdot}2\,d$

94.

Seil und Kettenhaken. Tafel X., Fig. 79, 80, 81.

Fig. 79. Seilhaken mit beweglicher Traverse für Flaschenzüge.

Fig. 81. Einfacher Kettenhaken.

Fig. 80. Doppelter Kettenhaken.

Will man einen solchen Haken theoretisch construiren, so muss man zuerst die in Fig. 79 punktirt dargestellte Krümmung bestimmen, und dann kann man die wirkliche Krümmung des Hakens leicht so verzeichnen, dass derselbe überall eine genügende Festigkeit gewährt. Zur Bestimmung der theoretischen Krümmung hat man in Gleichung

$$\sin.\ \varphi = \frac{\mathfrak{B}\ \pi}{16\ Q}\ \frac{y^3}{2r + y}$$

Es bedeutet:

Q die Last, welche an dem Haken hängt,
r den Halbmesser der inneren Krümmung,
y den Durchmesser des Hakeneisens an der Stelle, welche dem Winkel φ entspricht,
$\mathfrak{B}$ den Coefficienten für die relative Festigkeit des Materials.

Um diese Gleichung zu gebrauchen, nimmt man für Schmiedeisen $\mathfrak{B} = 800$, und berechnet die Werthe von φ oder von sin. φ, welche einer Reihe von angenommenen Werthen von y entsprechen.

Für die Praxis gilt die einfache Regel, dass derlei Haken geometrisch ähnlich mit den Figuren 79, 80, 81 gemacht werden dürfen. Die wesentlichsten Verhältnisszahlen sind folgende.

Fig. 79. Setzt man den inneren Durchmesser des oberen Gewindes $= 1$, so ist:

Durchmesser eines Zapfens der Traverse	$= 1{\cdot}1$
Höhe der Traverse	$= 2$
Halbmesser der inneren Krümmung r	$= 1{\cdot}7$
Entfernung des Mittelpunktes der Krümmung vom Mittelpunkt der Traverse	$= 7{\cdot}5$
Grösste Dicke des Hakeneisens	$= 2{\cdot}8$

Fig. 80. Der Durchmesser des Ketteneisens $= 1$ gesetzt, so ist:

Der Durchmesser der Säule	$= \frac{5}{3}$
Ganze Höhe des eichelförmigen Ringes	$= 7$
Tiefe der Mittelpunkte der inneren Krümmungen der Haken unter dem Ring	$= 5{\cdot}5$
Halbmesser der innern Krümmung	$= 1{\cdot}1$
Entfernung der Mittelpunkte der Krümmungen	$= 4$
Grösste Dicke des Hakeneisens	$= 2{\cdot}5$

Fig. 81. Den Durchmesser des Ketteneisens $= 1$ gesestzt, so ist:

Höhe des eichelförmigen Ringes	$= 7$

Tiefe des Mittelpunktes der inneren Krümmung unter dem Ring . . . . . = 7·5
Halbmesser der inneren Krümmung . . . . . = 3·1
Grösste Dickc des Hakeneisens . . . . . = 3·5

95.

Röhren und deren Verbindung. Tafel XII.

Zur Bestimmung der Wanddicke der Röhren dienen die nachfolgenden Formeln, in welchen δ die Wanddicke, d den inneren Durchmesser, und n die in Athmosphären ausgedrückte Spannung bedeutet, welcher die Röhren mit Sicherheit zu widerstehen im Stande sein sollen.

Eisenblech . .	$\delta =$	0 00086 n d + 0·30
Gusseisen . . .	$\delta =$	0.00238 n d + 0.85
Kupfer	$\delta =$	0·00148 n d + 0·40
Blei	$\delta =$	0·00242 n d + 0·50
Zink	$\delta =$	0·00507 n d + 0·40
Holz	$\delta =$	0·03230 n d + 2·70
Natürliche Steine	$\delta =$	0·03690 n d + 3·00
Künstliche „	$\delta =$	0·05380 n d + 4·00

Wasser- und Gasleitungsröhren werden auf 10 Athmosphären Druck probirt, man muss also $n = 10$ setzen, um vermittelst obiger Formeln praktisch brauchbare Metalldicke für derartige Röhren zu erhalten.

Für die Wanddicke der Dampfkessel gelten besondere Regeln, die später folgen.

Die Abmessungen der Verbindungstheile, nämlich der Flantschen, Schrauben und Muffen, sind nach folgenden Regeln zu nehmen.

Flantschen. Fig. 97.

Länge einer Flantsche	0·7 + 1·8 δ
Dicke einer Flantsche	0·33 + 1·17 δ
Anzahl der Schrauben	$3 + \frac{d}{7}$
Durchmesser eines Schraubenbolzen	0·33 + 1.17 δ

Muffen. Fig. 98.

Innere Länge einer Muffe	d + 2 δ
Innerer Durchmesser einer Muffe	d + 4·4 δ
Metalldicke einer Muffe	1·2 δ

Auf Tafel XII. sind die gebräuchlichsten Röhrenverbindungen dargestellt.

Fig. 91. Verbindung zweier Röhren von Kupferblech vermitteltst einer Schraube von Messing.

Fig. 92. Verbindung zweier Röhren von Messing vermittelst einer Schraube von Messing.

Fig. 93. Verbindung einer Röhre von Kupferblech mit einem Cylinder aus irgend einem Metall.

Fig. 95, 96. Verbindung schmiedeiserner Röhren für Gasleitung und Wasserheizung.

Fig. 97. Verbindung zweier gusseisernen Röhren mit Flantschen, für Wasserleitungen.

Fig. 98. Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen vermittelst Muffen für Wasser- und Gasleitungen.

Fig. 99. Verschiebbare Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mit Stopfbüchse.

Fig. 100. Verschiebbare Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mit Lederdichtung.

96.

Deckel und Stopfbüchsen für Dampfcylinder und Pumpencylinder.

Tafel XII.

Fig. 90 und 94. Stopfbüchsen aus Messing für kleinere Cylinder.

Fig. 89. Deckel mit Stopfbüchse für grössere Dampf- und Pumpen-Cylinder.

Für diese grösseren Deckel gelten folgende Regeln.

Nennt man:

D den Durchmesser des Dampf- oder Pumpcylinders in Centm.,
δ die Wanddicke des Cyliuders, so ist:

Wanddicke des Cylinders . . . . . $\delta = 2\left(1 + \frac{D}{100}\right)$

Anzahl der Deckelschrauben . . . $3 + \frac{D}{7}$

Für alle Dimensionen, welche der Mitteldicke δ proportional gemacht werden dürfen, sind die Verhältnisszahlen in Fig. 89 angegeben.

97.

Ventile.

Tafel XIII. gibt die gebräuchlichsten Ventile.

Fig. 107, 108, 109, 110. Kegelventile für kleinere und grössere Pumpen.

Fig. 112. Doppelventile für ganz grosse Pumpwerke.

Fig. 111. Doppelventile für Ventilsteurungen von grossen Dampfmaschinen.

Nennt man: Fig. 110

d den kleineren
d_1 den grösseren } Durchmesser eines konischen Ventils,
h die Höhe des Ventilkörpers,

so hat man, wenn d gegeben ist, zur Bestimmung von d_1 und h folgende einfache Regeln:

$$d_1 = 1{\cdot}2\,d$$
$$h = 1.2 \text{ Centimetre.}$$

Fig. 105, 106. Klappenventile von Messing.

Fig. 113, 114. Klappenventile von Leder.

98.

Hahnen, Tafel XIII, *von Messing oder Gusseisen.*

Fig. 101 und 102. Durchschnitt und Ansicht eines Hahnen zur Verbindung zweier in derselben geraden Linie liegenden Röhren.

Fig. 103 und 104. Durchschnitt und Ansicht eines Hahnen zur Verbindung zweier Röhren, die einen rechten Winkel gegen einander bilden.

Die wichtigeren Verhältniszahlen sind in der Zeichnung angegeben.

99.

Kolben für Dampfmaschinen und Pumpen. Tafel XIV.

Auf dieser Tafel sind die gebräuchlichsten Kolben zusammengestellt.

a) Kolben für Dampfmaschinen. Fig. 115. Grundriss und Durchschnitt eines Dampfkolbens mit zwei übereinanderliegenden Dichtungsringen

aus Messing oder Gusseisen. Diese Construction ist nur für kleinere Kolben bis zu 40 Centm. Durchmesser anwendbar. Fig. 117. Grundriss und Durchschnitt eines Dampfkolbens mit zwei übereinanderliegenden Segmentschichten. Diese Construction ist bei kleineren und grösseren Dimensionen anwendbar. Bezeichnet man den Durchmesser des Kolbens in Centm. gemessen mit D, so ist die Höhe der Metalldichtung zu nehmen gleich:

$$4\left(1+\frac{D}{100}\right) \text{ Centm.}$$

Fig. 119. Grund- und Aufriss eines Dampfkolbens mit Hanfdichtung. Höhe der Dichtung gleich:

$$8\left(1+\frac{D}{100}\right) \text{ Centm.}$$

b) Pumpenkolben. Fig. 116. Taucherkolben für kleine messingene Pumpen. Fig. 121. Kolben für grössere Hebpumpen Fig. 122. Kolben für gewöhnliche Brunnenpumpen. Fig. 123. Kolben für einfach und doppeltwirkende Druckpumpen. Fig. 124. Ordinäre Kolben für Druckpumpen, der Körper von Holz. Fig. 125. Kolben für grössere Warmwasser-Hebepumpen mit Hanfdichtung. Fig. 126. Kolben für kleinere Warmwasser-Pumpen mit Hanfdichtung. Die Höhe der Dichtung oder die Höhe des Kolbens ist für alle diese Anordnungen gleich:

$$8\left(1+\frac{D}{100}\right) \text{ Centm.}$$

c) Gebläsekolben. Fig. 118. Bruchstück eines Gebläsekolbens mit Lederdichtung. Fig. 120. Bruchstück eines Gebläsekolbens mit Hanfdichtung.

Mauern und Gewölbe.

100.

Mauerdicke der Wohn- und Fabrikgebäude.

Nennt man:

T die Tiefe des Gebäudes, d. h. die auf die Richtung des Dachfirstes senkrechte Hauptabmessung des Gebäudes;

h_1, h_2, h_3, die Höhe der Stockwerke, in der Richtung von oben nach unten gezählt;

e_1, e_2, e_3, die Mauerdicken in den einzelnen Stockwerken

so ist:

$$e_1 = \frac{t}{40} + \frac{h_1}{25}$$

$$e_2 = \frac{t}{40} + \frac{h_1 + h_2}{25}$$

$$e_3 = \frac{t}{40} + \frac{h_1 + h_2 + h_3}{25}.$$

Wenn jedes Stockwerk 4 Metres hoch ist, erhalten die Mauern die in folgender Tabelle enthaltenen Abmessungen:

	Dicke der Mauer, wenn die Tiefe des Gebäudes							
	6m	8m	10m	12m	14m	16m	18m	20m
Im 1. Stockwerk . . .	0·31	0·36	0·41	0·46	0·51	0·56	0·61	0·66
Im 2. „ . . .	0·47	0·52	0·57	0·62	0·67	0·72	0·77	0·86
Im 3. „ . . .	0·63	0·68	0·73	0·78	0·83	0·88	0·93	0·98
Im 4. „ . . .	0·79	0·84	0·89	0·94	1·39	1·04	1·09	1·14
Im 5. „ . . .	0·95	1·00	1·05	1·10	1·55	1·20	1·25	1·30
Im 6. „ . . .	1·11	1·16	1·21	1·26	1·71	1·36	1·41	1·46

101.

Profile der Futtermauern.

Es sei für eine Futtermauer mit verticaler Hinterfläche und geneigter Vorderfläche:

h die Höhe der Futtermauer;

b die obere, B die untere } Dicke der Mauer;

α der Neigungswinkel der Vorderfläche gegen die verticale Richtung, so hat man zur Bestimmung von B und b die Gleichungen:

$$\frac{B}{h} = \sqrt{0{\cdot}285^2 + \frac{1}{3}\,\text{tang.}^2\,\alpha}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{B}{h} - \text{tang.}\,\alpha.$$

Aus diesen Gleichungen folgt:

Für tang. $\alpha =$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{20}$	0
$\frac{B}{h} =$	0·308	0·301	0·294	0·291	0·289	0·286	0·285
$\frac{b}{h} =$	0·108	0·135	0·169	0·191	0·206	0·236	0·285.

102.

Dicke der Gewölbe und der Widerlagermauern.

In der folgenden Tabelle haben die Buchstaben r g w folgende Bedeutung:

r Halbmesser der Krümmung der innern Gewölbslinie am Scheitel. Wenn die innere Wölbung ein Kreisbogen oder ein Halbkreis ist, so bedeutet r den Halbmesser dieses Kreisbogens oder Halbkreises:

g die Dicke des Gewölbes im Scheitel;

w Dicke der Widerlagermauer. Diese Dicken sind unter der Voraussetzung berechnet worden, dass die Widerlagermauern unendlich hoch seien; die Tabellenwerthe für w gewähren daher unter allen Umständen hinreichende Sicherheit.

r	g	Aeussere und innere Wölbung paralell.		Gewölbe mit Hintermaurung.		Aeussere Begränzung, gerade.	
		$\frac{w}{r}$	w	$\frac{w}{r}$	w	$\frac{w}{r}$	w
Metres.	Metres.		Metres.		Metres.		Metres.
0·3	0·34	1·33	0·40	1·73	0·52	1·30	0.39
0·4	0·35	1·23	0·45	1·62	0·65	1·29	0·52
0·6	0·37	1·05	0·63	1·40	0·84	1·11	0·67
0·8	0·38	0·82	0·65	1·15	0·92	0·88	0·70
1·0	0·39	0·78	0·78	1·09	1·09	0·79	0·79
1·2	0·41	0·76	0·91	1·08	1·29	0·74	0·89
1·4	0·42	0·74	1·04	1·06	1·48	0·74	1·04
1·6	0·44	0·71	1·14	1·05	1·68	0·73	1·17
1·8	0·45	0·70	1·26	1·04	1·87	0·73	1·31
2·0	0·46	0·68	1·36	1·03	2·06	0·72	1·44
2·2	0·48	0·67	1·47	1·03	2·27	0·71	1·56
2·4	0·49	0·66	1·58	1·02	2·45	0·70	1·68
2·6	0·51	0·65	1·69	1·01	2·63	0·70	1·82
2·8	0·52	0·64	1·79	1·00	2·80	0·70	1·96
3·0	0·53	0·63	1·89	1·00	3·00	0·70	2·10
3·2	0·55	0·62	1·98	1·00	3·20	0·69	2·21
3·4	0·56	0·61	2·07	1·00	3·40	0·68	2·31
3·6	0·58	0·60	2·16	0·99	3·56	0·68	2·45
3·8	0·59	0·59	2·24	0·99	3·76	0·68	2·58
4·0	0·60	0·59	2·36	0·99	3·96	0·67	2·68
4·2	0·62	0·58	2·44	0·99	4·16	0·67	2·81
4·4	0·63	0·58	2·55	0.98	4·31	0·66	2·90
4·6	0·65	0·58	2·67	0.98	4·51	0·66	3·04
4·8	0·66	0·57	2·74	0.98	4·70	0·66	3·17
5·0	0·67	0·57	2·85	0.98	4·90	0·66	3·30
5·2	0·69	0·56	2·91	0.98	5·09	0·66	3·43
5·4	0·70	0·56	3·02	0.98	5·29	0·66	3·56
5·6	0·72	0·56	3·14	0.98	5·49	0·66	3·70
5·8	0·73	0·55	3·19	0.97	5·63	0·65	3·77
6·0	0·74	0·55	3·30	0.97	5·82	0·65	3·90
6·2	0·76	0·54	3·35	0.97	6·01	0·65	4·03
6·4	0·77	0·54	3·46	0.97	6·21	0·65	4·16
6·6	0·79	0·54	3·56	0.97	6·40	0·65	4·29
6·8	0·80	0·53	3·60	0.97	6·59	0·65	4·42
7·0	0·81	0·53	3·71	0.97	6·79	0·65	4·55

Vierter Abschnitt.

Reibung zwischen festen Körpern

und

Steifheit der Seile.

103.

Gesetze der Reibung.

Der Widerstand, welcher sich äussert, wenn zwei feste Körper gegen einander gedrückt sind, und einer auf dem andern hinbewegt werden soll, ist der Erfahrung gemäss:

1) unabhängig von der Grösse der Fläche, in der sich die Körper berühren;
2) unabhängig von der Geschwindigkeit, mit welcher die Bewegung erfolgt;
3) proportional dem Druck, mit welchem die Körper gegen einander gepresst sind.

Nennt man:

P diesen Druck in Kilg.,
F den in Kilg. ausgedrückten Reibungswiderstand,

so ist:

$\frac{F}{P}$ eine von der Grösse der Berührungsflächen und von der Geschwindigkeit der Bewegung unabhängige Grösse, die jedoch von der materiellen Beschaffenheit der Körper und von dem Zustande der Berührungsflächen, so wie auch von dem Umstande abhängt, ob die Körper aus einem Ruhezustande, der längere Zeit andauerte, in Bewegung gebracht werden sollen, oder ob eine bereits vorhandene Bewegung weiter fortgesetzt werden soll. Man nennt dieses Verhältniss bekanntlich den Reibungscoeffizienten. Bezeichnet man denselben mit f, so hat man:

$$\frac{F}{P} = f, \quad F = Pf, \quad P = \frac{F}{f}$$

Die Werthe von f für die verschiedenen Materialien und für die verschiedenen Umstände, welche auf f Einfluss haben, sind in folgenden Tabellen enthalten.

104.

Tabelle über die Reibungs-Coeffizienten zur Berechnung des Widerstandes, welcher sich am Anfang einer Bewegung äussert.

Angabe der reibenden Flächen.	*Lage* der Fasern.	*Zustand* der Oberflächen.	Reibungs-coefficient
Eiche auf Eiche	parallel	ohne Schmiere	0 62
	„	mit trockener Seife	0·44
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·54
	„	mit Wasser befeuchtet	0·71
	Hirn auf platt liegendem	ohne Schmiere	0·43
Eiche auf Ulme	parallel	„ „	0·38
	„	„ „	0·69
Ulme auf Eiche	„	mit trockener Seife	0·41
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·57
Esche, Tanne, Buche, Vogelbeer auf Eiche	parallel	„ „	0·53
Gegerbtes Leder auf Eiche	das Leder platt liegend	„ „	0·61
	das Leder auf der Kante	„ „	0·43
		m. Wass befeuchtet	0·79
Schwarze, lederne Riemen auf ebener Eichenfläche	parallel	ohne Schmiere	0·74
auf einer eichenen Trommel	rechtwinklig	„ „	0·47
		„ „	0·50
Ungesponnener Hanf auf Eiche	parallel	mit Wasser	0·87
Hanfseil auf Eiche	„	ohne Schmiere	0·80
		„ „	0·62
Schmiedeisen auf Eiche	„	mit Wasser	0·65
Gusseisen auf Eiche	„	„ „	0 65
Gelbguss auf Eiche	„	ohne Schmiere	0·62
		mit Wasser	0·62
Rindsleder bei Kolben auf Gusseisen	platt oder auf der Kante	mit Oel, Seife oder Schweinefett	0·12
Lederne Riemen auf gusseisernen Rollen	platt liegend	ohne Schmiere	0·28
		mit Wasser	0·38
Gusseisen auf Gusseisen		ohne Schmiere	0·16*
Schmiedeisen auf Gusseisen		„ „	0·19
Eiche, Ulme, Weissbuche, Eisen, Gusseisen und Bronze, zwei und zwei eines auf dem andern		mit Talg	0·10**
		mit Oel oder Schweinefett	0·15***
Rogenstein auf Rogenstein		ohne Schmiere	0·74
Muschelkalk auf Rogenstein		„ „	0·75
Backstein auf Rogenstein		„ „	0·67
Eichen auf Rogenstein	auf dem Hirn	„ „	0·63

*) Die Oberflächen wenig fett. — **) Die Berührung dauerte nicht lange genug, um die Schmiere hinaus zu drücken. — ***) Die Berührung dauerte lange genug, die Schmiere wegzudrücken und einen nur wenig fettigen Zustand herbeizuführen.

Angabe der reibenden Flächen.	*Lage* der Fasern.	*Zustand* der Oberflächen.	Reibungs-coefficient
Schmiedeisen auf Rogenstein		ohne Schmiere	0·49
Muschelkalk auf Muschelkalk		„ „	0·70
Rogenstein auf Muschelkalk.		„ „	0·75
Backstein auf Muschelkalk		„ „	0·67
Schmiedeisen auf Muschelkalk		„ „	0·42
Eiche auf Muschelkalk.		„ „	0·64
Rogenstein auf Rogenstein .	. . . .	mit Mörtel aus drei Theilen feinem Sand und einem Theil hydraulischem Kalk .	0·74*

105.

Tabelle über die Reibungscoefficienten für die Fortsetzung einer Bewegung.

Angabe der reibenden Flächen.	*Lage* der Fasern.	*Zustand* der Oberflächen.	Reibungs-coefficient
Eiche auf Eiche	parallel .	ohne Schmiere	0·48
	„ .	mit trockener Seife	0·16
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·34
	„	mit Wasser .	0·25
	Hirnholz auf den Fasern	ohne Schmiere	0·19
Ulme auf Eiche	parallel .	„ „	0·43
	rechtwinklig	„ „	0·45
	parallel .	„ „	0 25
Esche, Tanne, Buche, wilder Birnbaum und Vogelbeer auf Eiche	„ .	„ „	0·36—0·40
Schmiedeisen auf Eiche . .	„ .	„ „	0 62
		mit Wasser .	0·26
		mit trockener Seife	0·21
Gusseisen auf Eiche	„ .	ohne Schmiere	0·49
		mit Wasser .	0·22
		mit troekener Seife	0 19
Gelbguss auf Eiche	„ .	ohne Schmiere	0·62
Schmiedeisen auf Ulme . .	„ .	„ „	0·25
Gusseisen auf Ulme	„ .	„ „	0 20
Lederne Riemen auf Eiche .	„ .	„ „	0·27
Gegerbtes Leder auf Eiche .	platt oder auf der Kante	„ „	0·30—0·35
		mit Wasser .	0 29
Gegerbtes Leder auf Gusseisen oder Bronze	platt oder auf der Kante	ohne Schmiere	0 56
		mit Wasser .	0 36
		fett und mit Wasser	0·23
		mit Oel geschmiert	0·15
Ungesponnener Hanf oder Hanfseile auf Eiche	parallel .	ohne Schmiere	0 52
	rechtwinklig	nass	0·33

*) Nach einer Berührung von 10′ bis 15′.

Angabe der reibenden Flächen.	*Lage* der Fasern.	*Zustand* der Oberflächen.	Reibungs-coefficient.
Eiche und Ulme auf Gusseisen	parallel . .	ohne Schmiere	0·38
Wilder Birnbaum auf Gusseisen	„ .	„ „	0·44
Schmiedeisen auf Schmiedeisen	. . . .	„ „	*
Schmiedeisen auf Gusseisen und Bronze	. . . .	„ „	0·18**
Gusseisen auf Gusseisen und Bronze	. . . .	„ „	0·15**
Bronze auf Bronze	. . . .	„ „	0·20
Bronze auf Gusseisen . .	. . . .	„ „	0·22
Bronze auf Schmiedeisen .	. . . .	„ „	0·16***
Eiche, Ulme, Weissbuche, wilder Birnbaum, Gusseisen, Schmiedeisen, Stahl und Bronze eines auf dem andern oder sich selbst	. . . .	auf gewöhnliche Art geschmiert mit Talg, Schweinefett, Oel, Wagenschmiere etc.	0·07–0·08†
		nur wenig fettes Anfühlen	0·15
Rogenstein auf Rogenstein .	. . . .	ohne Schmiere	0·64
Muschelkalk auf Rogenstein .	. . . .	„ „	0·67
Backstein „ „ .	. . . .	„ „	0·65
Eiche „ „ .	auf dem Hirn	„ „	0·38
Schmiedeisen „ „ .	parallel .	„ „	0·38
Muschelkalk auf Muschelkalk	. . . .	„ „	0·69
Rogenstein „ „	. . . .	„ „	0·65
Backstein „ „	. . . .	„ „	0·60
Eiche „ „	auf dem Hirn	„ „	0·38
Schmiedeisen „ „	parallel .	„ „	0·24
	. . . .	nass	0·30

*) Die Oberflächen greifen sich ohne Schmiere an. — **) Die Oberflächen waren noch etwas fett. — ***) Ein wenig fettig. — †) Ist die Schmiere fortwährend erneuert und gleichförmig vertheilt, so kann dieses Verhältniss bis zu 0·05 herabsinken.

106.

Tabelle über die Reibungscoefficienten für Zapfen und Wellen, die sich in Lagern drehen.

Angabe der Oberflächen.	*Zustand* der Oberflächen.	*Reibungscoefficient*, wenn die Schmiere erneuert wird	
		auf gewöhnliche Art.	ununterbrochen.
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Olivenöl, Schweinefett, Talg oder mit weicher Wagenschmiere	0·07—0·08	0·054
	mit denselben Schmieren, nass	0·08	. .
	mit Asphalt	0·054	. .
	fettig	0·14	. .
	fettig und nass	0·14	. .
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Olivenöl, Schweinefett, Talg oder weicher Wagenschmiere	0·07—0·08	0·054
	fettig	0·16	. .
	fettig und nass	0·16	. .
	sehr wenig fettig	0·19	. .*
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Franzosenholz.	ohne Schmiere	0·18	. .**
	geschmiert mit Oel od. Schweinefett	. .	0·090
	fettig von Oel oder Schweinefett	0·10	. .
	fettig von Schweinefett und Graphit	0·14	. .
Zapfen von Schmiedeisen auf gusseisernen Lagern	geschmiert mit Olivenöl, Talg, Schweinefett oder weicher Wagenschmiere	0·07—0·08	0·054
Zapfen von Schmiedeisen auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Olivenöl, Schweinefett oder Talg	0·07—0·08	0·054
	geschmiert mit fester Wagenschmiere	0·09	. .
	fett und nass	0·19	. .
	sehr wenig fett	0·25	. .***
Schmiedeiserne Zapfen auf Lagern von Franzosenholz	geschmiert mit Oel od. Schweinefett	0·11	. .
	fett	0·19	. .
Zapfen von Bronze auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oel	0·10	. .
	geschmiert mit Schweinefett	0·09	. .
Zapfen von Bronze auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Oel oder Talg	. .	0·045 bis 0·052
Zapfen von Franzosenholz auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Schweinefett	0·12	. .
	fettig	0·15	. .
Zapfen von Franzosenholz auf Lagern von Franzosenholz	geschmiert mit Schweinefett	. .	0·07

*) Die Oberflächen beginnen sich anzugreifen. — **) Die Oberflächen sind etwas fettig. — ***) Die Oberflächen beginnen sich anzugreifen.

107.

Effectverlust durch Reibung bei liegenden Zapfen oder Wellen.

Nennt man:

d den Durchmesser des Zapfens in Centm.;
P den Druck des Zapfens gegen die Pfanne in Kilg.;
f den Reibungs-Coeffizienten;
e den Effectverlust in Kilm., welcher durch die Zapfenreibung entsteht;
n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens per 1 Minute;

so ist:

$$e = \frac{n\,d\,P\,f}{1910} \text{ Kilgm.}$$

108.

Effectverlust durch Reibung bei stehenden Zapfen.

Nennt man:

P den Druck auf die Umfangsfläche des Zapfens;
P_1 den Druck auf die Grundfläche des Zapfens;
n, d, f, e wie bei N° 107;

so ist:

$$e = \frac{n\,d\,f}{1910}\left\{P + \frac{2}{3}P_1\right\}$$

109.

Reibung bei der schiefen Ebene.

Nennt man:

Q das Gewicht des Körpers;
β den Neigungswinkel der schiefen Ebene gegen den Horizont;
P die Kraft in Kilg., welche erforderlich ist, um den Körper über die schiefe Ebene hinaufzuziehen;
p die Kraft, welche erforderlich ist, um das Herabgleiten des Körpers längs der schiefen Ebene zu verhindern;
α den Winkel, den die Richtung von P oder von p mit der schiefen Ebene bildet;
f den Reibungscoefficienten;

so ist:

$$P = Q \frac{\sin. \beta + f \cos. \beta}{\cos. \alpha + f \sin. \alpha}$$

$$p = Q \frac{\sin. \beta - f \cos. \beta}{\cos. \alpha - f \sin. \alpha}$$

110.

Reibung bei der Schraube.

Wenn eine Schraube mit Mutter angewendet wird, kommen jederzeit zweierlei Reibungen vor. 1) Die Reibung zwischen Mutter und Spindel. 2) Die Reibung des Theiles, welcher gedreht wird (Mutter oder Spindel) gegen eine gewisse Widerhaltfläche. Nennt man

F F_1 die Kräfte, welche am äusseren Umfang der Schraubenfläche wirken müssen, um jene beiden Reibungswiderstände zu überwinden;

Q die Kraft in Kilg., mit welcher Mutter und Spindel nach der Richtung ihrer Axen gegeneinander gepresst werden;

α den Neigungswinkel der äusseren Schraubenlinie der Spindel;

β für eine Schraube mit dreieckigem Gewind die Hälfte des Kantenwinkels;

D den Durchmesser der Schraubenspindel;

d_1 d_0 den äusseren und den inneren Durchmesser der im allgemeinen ringförmigen Berührungsfläche zwischen dem sich drehenden Theile und der Widerhaltsfläche;

f f_1 die Reibungs-Coeffizienten, welche den Widerständen F und F_1 entsprechen.

So ist annähernd:

für Schrauben mit flachen Gewinden

$$F = Q \frac{\text{tang. } \alpha + f}{1 - f \text{ tang } \alpha}$$

für Schrauben mit scharfen Gewinden

$$F = Q \frac{\text{tang } \alpha + f \sqrt{1 + \cos.^2 \alpha \text{ tang.}^2 \beta}}{1 - f \sqrt{1 + \cos.^2 \alpha \text{ tang.}^2 \beta}}$$

$$F_1 = \frac{2}{3} \frac{Q}{D} \frac{d_1^3 - d_0^3}{d_1^2 - d_0^2} f_1$$

111.

Reibung bei der Schraube ohne Ende.

Die Kraft F, welche am Umfange der Schraube ohne Ende wirken muss, um die zwischen den Gewinden der Schraube und den Zähnen des Rades stattfindende Reibung zu überwinden, ist annähernd:

für eine Schraube mit flachen Gewinden $F = Q \frac{\text{tang. } \alpha + f}{1 - f \text{ tang } \alpha}$

für eine Schraube mit scharfen Gewinden

$$F = Q \frac{\text{tang.}\alpha + f\sqrt{1 + \cos.^2 \alpha \text{ tang.}^2 \beta}}{1 - f \text{ tang } \alpha \sqrt{1 + \cos.^2 \alpha \text{ tang.}^2 \beta}}$$

wobei Q den Widerstand bedeutet, welcher am Umfang des Rades der Bewegung entgegenwirkt, und α β wie in voriger N° zu verstehen sind.

112.

Reibungswiderstand der verzahnten Räder.

Nennt man:

Q die Kraft, welche am Umfange der Räder wirkt;
M m die Anzahl der Zähne des grösseren und kleineren Rades;
R den Halbmesser des grösseren Rades;
n die Anzahl der Umdrehungen des Rades R in einer Minute;
α den Winkel, welchen bei Kegelrädern die Axen derselben mit einander bilden;
f den Reibungs-Coeffizienten, welcher den aufeinander wirkenden Zahnflächen entspricht;
F die Kraft in Kilg., welche am Umfange der Räder wirkend, die Reibung der Zähne zu überwinden vermag;
e den Effekt in Kilgm., welcher zur Ueberwindung der Zahnreibung erforderlich ist; — so ist:

a) Für Stirnräder mit äusserer Verzahnung:

$$F = f\,Q\,\pi\left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right)$$

$$e = 0{\cdot}1047 \cdot n\,R\,f\,Q\,\pi\left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right).$$

b) Für Stirnräder mit innerer Verzahnung:

$$F = f\,Q\,\pi\left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M}\right)$$

$$e = 0{\cdot}1047\,n\,R\,f\,Q\,\pi\left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M}\right)$$

c) Für Kegelräder mit äusserer Verzahnung;

$$F = f\,Q\,\pi\sqrt{\frac{1}{m^2} + \frac{1}{M^2} + \frac{2}{M\,m}\cos.\,\alpha}$$

$$e = 0{\cdot}1047\;n\;R\;f\;Q\;\pi\sqrt{\frac{1}{m^2} + \frac{1}{M^2} + \frac{2}{M\,m}\cos.\,\alpha}$$

113.

Reibung eines Seiles um einen ruhenden Cylinder.

Nennt man:

s die Länge des Bogens, längs welchem der Cylinder vom Seil berührt wird;

r den Halbmesser des Cylinders;

f den Reibungs-Coeffizienten;

e = 2·718 die Basis der natürlichen Logarithmen;

Q den Widerstand oder die Last, welche an einem der beiden Enden des Seiles wirkt;

P die Kraft, welche an dem anderen Ende des Seiles wirken muss, um sowohl Q als auch die am Umfang des Cylinders stattfindende Reibung zu überwinden; so ist:

$$P = Q\,e^{f\frac{s}{r}}$$

114.

Reibung einer liegenden Transmissions-Welle.

Nennt man:

E den Effekt in Kilgm., welchen die Welle überträgt;

e den Effekt in Kilgm., welcher zur Ueberwindung der Reibung nothwendig ist, die aus dem Gewicht der Welle entsteht;
L die Länge der Welle in Metres;
f den Reibungs-Coeffizienten für die Berührung zwischen der Welle und den Lagern:
so ist, wenn die Welle eine der Kraft, welche dieselbe überträgt, angemessene Stärke hat:

$$\frac{e}{E} = \frac{1}{60} L f$$

Hinsichtlich des Effektverlustes, welcher aus dem Gewicht einer Welle entspringt, ist daher eine starke und langsam gehende Transmission gleich einer schwachen und schnelllaufenden.

115.

Effektverlust einer Uebersetzung mit Rollen und Riemen.

Nennt man:
d d_1 die Durchmesser der beiden Wellen;
D D_1 die Durchmesser der mit denselben verbundenen Rollen;
E den Effekt in Kilgm., welcher vermittelst der Rollen und vermittelst des Riemens von einer Axe auf die andere übertragen wird;
f den Reibungs-Coeffizienten für die Bewegung der Axen in den Lagern;
e den Effekt in Kilgm., welcher zur Ueberwindung der Reibung nothwendig ist, die aus dem Druck entsteht, mit welchem die Axen, vermöge der in dem Riemen herrschenden Spannungen, gegen die Lager gepresst werden; —
so ist, wenn die ganze Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen wird; und wenn ferner die Spannung des Riemens gerade nur so gross ist, dass kein Gleiten des Riemens eintritt:

$$\frac{e}{E} = 3 f \left(\frac{d}{D} + \frac{d_1}{D_1} \right)$$

116.

Steifheit der Seile.

Die genaue Berechnung des Widerstandes, den die Seile durch ihre

Steifheit verursachen, ist für praktische Berechnungen zu umständlich; annähernd findet man diesen Widerstand durch folgenden Ausdruck:

$$0{\cdot}26 \cdot Q \frac{\delta^2}{D} \text{ Kilg.}$$

Dabei bezeichnet:
Q die Spannung, die in dem sich aufwickelnden Seilstück vorhanden ist;
δ den Durchmesser des Seiles in Centm.;
D den Durchmesser der Rolle in Centm.

Um sowohl den Widerstand Q als auch die Steifheit des Seiles zu überwinden, ist demnach an dem ablaufenden Seilstück eine Kraft erforderlich von:

$$Q\left(1 + 0{\cdot}26 \frac{\delta^2}{D}\right) \text{ Kilg.}$$

117.

Annäherungs-Ausdruck für $\sqrt{x^2 + y^2}$.

Die Berechnung der Widerstände, welche bei zusammengesetzteren Maschinen vorkommen, wird oft sehr verwickelt, weil man auf Ausdrücke von der Form $\sqrt{x^2 + y^2}$ geführt wird; es ist daher für derlei Rechnungen sehr wünschenswerth, für jene Wurzelgrösse einen Ausdruck von der Form: $\alpha x + \beta y$ ausfindig zu machen. Die Constanten α und β können, wenn die Grenzen bekannt sind, innerhalb welchen der Werth des Verhältnisses $\frac{x}{y}$ liegt, nach der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt werden.

Es sei:

tang. φ_1 und tang. φ_0 der grösste und der kleinste Werth von $\frac{x}{y}$ innerhalb welchen der wahre Werth dieses Verhältnisses liegt, dann findet man die Werthe von α und β, durch welche die Differenz $\sqrt{x^2 + y^2} - (\alpha x + \beta y)$ zwischen dem wahren uud dem Annäherungs-Ausdruck möglichst klein ausfällt, durch folgenden Ausdruck:

$$\alpha = 2 \frac{\cos. \varphi_0 - \cos. \varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin. (\varphi_1 - \varphi_0)}$$

$$\beta = 2 \frac{\sin. \varphi_1 - \sin. \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin. (\varphi_1 - \varphi_0)}$$

Wenn man also weiss, dass $\frac{x}{y} >$ tang. φ_0, $\frac{x}{y} <$ tang. φ_1 ist, so kann man setzen:

$$\sqrt{x^2+y^2} = 2\,\frac{\text{cos. } \varphi_0 - \text{cos. } \varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_0 + \text{sin. } (\varphi_1 - \varphi_0)}\,x + 2\,\frac{\text{sin. } \varphi_1 - \text{sin. } \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0 + \text{sin. } (\varphi_1 - \varphi_0)}\,y$$

Gewöhnlich weiss man über die Werthe von x und y nur, welcher von denselben der grössere ist. Es sei also:

$$y > x$$

dann ist:

$$\text{tang. } \varphi_0 = 0, \qquad \text{tang. } \varphi_1 = 1$$

$$\varphi_0 = 0 \qquad\qquad \varphi_1 = \frac{\pi}{4}$$

und man findet:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = 0{\cdot}393\ x + 0{\cdot}947\ y.$$

Diese Formeln haben aber nur dann zur Vereinfachung von Rechnungen einen Werth, wenn x und y Ausdrücke sind, welche die zu suchenden Grössen enthalten, oder auch wenn x und y selbst die zu suchenden Grössen sind.

118.

Flaschenzüge.

Nennt man:

δ den Durchmesser des Seiles,
d den Durchmesser der Axen, auf welchen sich die Rollen drehen, } in Centm.
D den Durchmesser der Rollen,
f den Reibungscoeffizienten für die Reibung der Rollen auf den Axen;
n die Anzahl der Rollen einer Flasche;
Q in Kilgr. die an den Flaschenzug gehängte Last, welche gehoben werden soll:
P die Kraft in Kilgr., welche an dem freien Ende des Seiles wirken muss, um die Last aufzuziehen;
T die Spannung in Kilgr. des innersten, an die unbewegliche Flasche, befestigten Seilstückes, so ist:

$$\frac{Q}{P} = \frac{K^{2n} - 1}{K^{2n}(K-1)}$$

$$T = \frac{P}{K^{2n}}$$

$$K = 1 + 0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D} + 2\,f\,\frac{d}{D}$$

Setzt man: $\delta = 3$, $d = 5$, $D = 27$, $f = 0{\cdot}16$, so wird $K = 1{\cdot}15$ und dann findet man:

$n =$	2	3	4	5	6	7	8.
$\frac{Q}{2nP} =$	0·75	0·63	0·56	0·50	0·45	0·40	0·37.
$\frac{T}{P} =$	0·57	0·43	0·33	0·25	0·18	0·14	0·10.

Die wichtigsten Abmessungen für Flaschenzüge sind:

a) Flaschenzüge mit Seilen.

Anzahl der Rollen einer Flasche . . . $n =$	2.	3.	4.
Durchmesser des Seiles in Centm.	δ	δ	δ
Durchmesser der Rollen	7δ	7δ	7δ
P Zugkraft am freien Seilende	$81\delta^2$	$81\delta^2$	$81\delta^2$
Q Last, welche mit Sicherheit an den Flaschenzug gehängt werden darf	$243\delta^2$	$308\delta^2$	$365\delta^2$
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des grossen Hakens, und Durchmesser der Axe, auf welcher sich die Rollen drehen . . .	$1{\cdot}2\delta$	$1{\cdot}5\delta$	$1{\cdot}6\delta$

b) Flaschenzüge für Ketten.

Anzahl der Rollen einer Flasche . . . $n =$	2	3	4
Durchmesser des Ketteneisens	δ	δ	δ
Durchmesser der Rollen	21δ	21δ	21δ
Zugkraft am freien Ende der Kette	$1300\delta^2$	$1300\delta^2$	$1300\delta^2$
Last, welche mit Sicherheit gehoben werden kann	$3900\delta^2$	$5040\delta^2$	$5850\delta^2$
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des grossen Hakens, und Durchmesser der Axe, auf welcher die Rollen sich drehen . . .	6δ	$6{\cdot}4\delta$	5δ

Fünfter Abschnitt.

Resultate aus der Hydraulik.

Tafel XV.

Ausfluss des Wassers.

119.

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus einer Oeffnung in einer dünnen Wand ausfliesst.

Es müssen hier mehrere Fälle unterschieden werden.

a) Die Oeffnung mündet in die freie Luft und befindet sich in einer Seitenwand, Fig. 127. In diesem Falle ist die Geschwindigkeit V, mit welcher ein Wassertheilchen in einen Punkt austritt, der sich in einer Tiefe h unter der Oberfläche des Wassers befindet, gleich $\sqrt{2\,g\,h}$; dagegen ist die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch die ganze Oeffnung ausfliesst, $\sqrt{2\,g\,H}$; wobei H die Tiefe des Schwerpunktes der Ausflussöffnung unter dem Wasserspiegel bedeutet. Die erstere dieser Regeln ist genau, die letztere ist nur annähernd richtig, und die Annäherung ist um so grösser, je kleiner die Dimensionen der Oeffnung im Vergleich mit der Tiefe H sind.

b) Die Oeffnung mündet in's Freie, und befindet sich am Boden des Gefässes, Fig. 128. Hier ist die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in irgend einem Punkt der Oeffnung austritt, so wie auch die mittlere Geschwindigkeit nahe $\sqrt{2\,g\,h}$. Diese Regel ist um so genauer, je kleiner die Dimensionen der Oeffnung im Vergleich mit h sind.

c) Die Ausflussöffnung befindet sich unter Wasser an irgend einem Ort der Gefässwand, Fig. 129. Bezeichnet man den Verticalabstand der Wasserspiegel innerhalb und ausserhalb des Gefässes, mit h, so ist die Ausflussgeschwindigkeit gleich $\sqrt{2\,g\,h}$.

Bayerische Staatsbibliothek München

120.

Tabelle der Geschwindigketten und zugehörigen Druckhöhen.

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
0·01	0·00001	0·40	0·00816	0·79	0·0318	1·18	0·0710
0·02	0·00002	0·41	0·00860	0·80	0·0326	1·19	0·0722
0·03	0·00005	0·42	0·00900	0·81	0·0334	1·20	0·0734
0·04	0·00009	0·43	0·00940	0·82	0·0343	1·21	0·0746
0·05	0·00013	0·44	0·00980	0·83	0·0351	1·22	0·0758
0·06	0·00019	0·45	0·01030	0·84	0·0360	1·23	0·0771
0·07	0·00026	0·46	0·01080	0·85	0·0368	1·24	0·0783
0·08	0·00034	0·47	0·01120	0·86	0·0377	1·25	0·0797
0·09	0·00043	0·48	0·01170	0·87	0·0386	1·26	0·0809
0·10	0·00051	0·49	0·01220	0·88	0·0395	1·27	0·0822
0·11	0·00062	0·50	0·01270	0·89	0·0404	1·28	0·0835
0·12	0·00074	0·51	0·0132	0·90	0·0413	1·29	0·0848
0·13	0·00087	0·52	0·0138	0·91	0·0422	1·30	0·0861
0·14	0·00101	0·53	0·0143	0·92	0·0431	1·31	0·0875
0·15	0·00115	0·54	0·0148	0·93	0·0441	1·32	0·0888
0·16	0·00131	0·55	0·0154	0·94	0·0450	1·33	0·0901
0·17	0·00148	0·56	0·0160	0·95	0·0460	1·34	0·0915
0·18	0·00166	0·57	0·0165	0·96	0·0470	1·35	0·0929
0·19	0·00185	0·58	0·0171	0·97	0·0480	1·36	0·0943
0·20	0·00204	0·59	0·0177	0·98	0·0490	1·37	0·0957
0·21	0·00225	0·60	0·0184	0·99	0·0500	1·38	0·0970
0·22	0·00247	0·61	0·0190	1·00	0·0510	1·39	0·0984
0·23	0·00270	0·62	0·0196	1·01	0·0520	1·40	0·0999
0·24	0·00294	0·63	0·0202	1·02	0·0530	1·41	0·1013
0.25	0·00319	0·64	0·0209	1·03	0·0541	1·42	0·1028
0·26	0·00345	0·65	0·0215	1·04	0·0551	1·43	0·1042
0·27	0·00372	0·66	0·0222	1·05	0·0562	1·44	0·1057
0·28	0·00400	0·67	0·0229	1·06	0·0573	1·45	0·1072
0·29	0·00429	0·68	0·0236	1·07	0·0584	1·46	0·1086
0·30	0·00459	0·69	0·0243	1·08	0·0595	1·47	0·1101
0·31	0·00490	0·70	0·0250	1·09	0·0606	1·48	0·1116
0·32	0·00522	0·71	0·0257	1·10	0·0617	1·49	0·1131
0·33	0·00555	0·72	0·0264	1·11	0·0628	1·50	0·1147
0·34	0·00589	0·73	0·0272	1·12	0·0639	1·51	0·1162
0·35	0·00624	0·74	0·0279	1·13	0·0651	1·52	0·1177
0·36	0·00660	0·75	0·0287	1·14	0·0662	1·53	0·1193
0·37	0·00697	0·76	0·0295	1·15	0·0674	1·54	0·1209
0·38	0·00735	0·77	0·0302	1·16	0·0686	1·55	0·1225
0·39	0·00775	0·78	0·0310	1·17	0·0698	1·56	0·1241

Geschwindigkeit	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
1·57	0·1257	2·01	0·2059	2·45	0·3060	2·89	0·4257
1·58	0·1273	2·02	0·2080	2·46	0·3085	2·90	0·4287
1·59	0·1289	2·03	0·2100	2·47	0·3110	2·91	0·4316
1·60	0·1305	2·04	0·2121	2·48	0·3135	2·92	0·4346
1·61	0·1321	2·05	0·2142	2·49	0·3160	2·93	0·4376
1·62	0·1337	2·06	0·2163	2·50	0·3186	2·94	0·4406
1·63	0·1354	2·07	0·2184	2·51	0·3211	2·95	0·4436
1·64	0·1371	2·08	0·2205	2·52	0·3237	2·96	0·4466
1·65	0·1388	2·09	0·2226	2·53	0·3263	2·97	0·4497
1·66	0·1405	2·10	0·2248	2·54	0·3289	2·98	0·4526
1·67	0·1422	2·11	0·2269	2·55	0·3315	2·99	0·4557
1·68	0·1440	2·12	0·2291	2·56	0·3341	3·00	0·4588
1·69	0·1456	2·13	0·2313	2·57	0·3367	3·01	0·4618
1·70	0·1473	2·14	0·2334	2·58	0·3393	3·02	0·4649
1·71	0·1490	2·15	0·2356	2·59	0·3419	3·03	0·4680
1·72	0·1508	2·16	0·2378	2·60	0·3446	3·04	0·4711
1·73	0·1525	2·17	0·2400	2·61	0·3472	3·05	0·4742
1·74	0·1543	2·18	0·2422	2·62	0·3499	3·06	0·4773
1·75	0·1561	2·19	0.2444	2·63	0·3526	3·07	0·4804
1·76	0·1579	2·20	0·2467	2·64	0·3553	3·08	0·4835
1·77	0·1597	2·21	0·2490	2·65	0·3580	3·09	0·4866
1·78	0·1615	2·22	0·2512	2·66	0·3607	3·10	0·4899
1·79	0·1633	2·23	0·2535	2·67	0·3634	3·11	0·4930
1·80	0 1651	2·24	0·2557	2·68	0·3661	3·12	0·4962
1·81	0·1670	2·25	0·2580	2·69	0·3688	3·13	0·4994
1·82	0·1688	2·26	0·2603	2·70	0·3716	3·14	0·5026
1·83	0·1707	2·27	0·2626	2·71	0·3744	3·15	0·5058
1·84	0 1726	2·28	0·2649	2·72	0·3771	3·16	0·5090
1·85	0·1745	2·29	0·2673	2·73	0·3799	3·17	0·5122
1·86	0·1763	2·30	0·2696	2·74	0·3827	3·18	0·5155
1·87	0·1782	2·31	0·2720	2·75	0·3855	3·19	0·5187
1·88	0·1801	2·32	0·2743	2·76	0·3883	3·20	0·5220
1·89	0·1820	2·33	0·2767	2·77	0·3911	3·21	0·5252
1·90	0·1840	2·34	0·2791	2·78	0·3939	3·22	0·5285
1·91	0·1859	2·35	0·2815	2·79	0·3967	3·23	0·5318
1·92	0·1878	2·36	0 2839	2·80	0·3996	3·24	0·5351
1·93	0·1898	2·37	0·2863	2·81	0·4025	3·25	0·5384
1·94	0·1918	2·38	0·2887	2·82	0·4054	3·26	0·5417
1·95	0·1938	2·39	0·2911	2·83	0·4082	3·27	0·5450
1·96	0·1958	2·40	0·2936	2.84	0·4111	3·28	6·5484
1·97	0·1978	2·41	0·2960	2·85	0·4140	3·29	0·5517
1·98	0·1998	2·42	0·2985	2·86	0·4169	3·30	0·5551
1·99	0·2018	2·43	0·3010	2·87	0·4198	3·31	0·5585
2·00	0·2039	2·44	0·3034	2·88	0·4228	3·32	0·5618

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
3·33	0·5652	3·77	0·7245	4·21	0·9035	4.65	1·1022
3·34	0·5686	3·78	0·7283	4·22	0·9078	4·66	1·1969
3·35	0·5721	3·79	0·7322	4·23	0·9121	4·67	1·1117
3·36	0·5755	3·80	0·7361	4·24	0·9164	4·78	1·1164
3·37	0·5789	3·81	0·7400	4·25	0·9207	4·69	1·1212
3 38	0·5823	3·82	0·7438	4·26	0·9251	4·70	1·1260
3·39	0·5858	3·83	0·7478	4·27	0·9294	4·71	1·1308
3·40	0·5893	3·84	0·7517	4·28	0·9337	4·72	1·1356
3·41	0·5927	3·85	0·7556	4·29	0·9381	4·73	1·1404
3·42	0·5962	3·86	0·7595	4·30	0·9425	4·74	1·1452
3·43	0·5997	3·87	0·7634	4·31	0·9469	4·75	1·1501
3·44	0·6032	3·88	0·7674	4·32	0·9513	4·76	1·1549
3·45	0·6067	3·89	0·7713	4 33	0·9557	4·77	1·1598
3·46	0·6102	3·90	0 7753	4·34	0·9601	4·78	1·1647
3·47	0·6138	3·91	0·7793	4·35	0·9646	4·79	1·1695
3·48	0·6173	3·92	0·7833	4·36	0·9690	4·80	1·1744
3·49	0·6209	3·93	0·7873	4·37	0·9734	4·81	1·1793
3·50	0·6244	3·94	0·7913	4·38	0·9779	4·82	1 1842
3·51	0·6280	3·95	0·7953	4·39	0·9823	4 83	1·1891
3·52	0·6316	3·96	0·7993	4·40	0·9869	4·84	1·1941
3·53	0·6352	3·97	0·8034	4·41	0·9913	4·85	1·1990
3·54	0·6388	3·98	0·8074	4·42	0·9958	4 86	1·2040
3·55	0·6424	3·99	0·8115	4·43	1·0003	4·87	1·2090
3·56	0·6460	4·00	0·8156	4·44	1·0048	4·88	1·2139
3·57	0·6497	4·01	0·8197	4·45	1·0094	4·89	1·2189
3·58	0·6533	4·02	0·8238	4·46	1·0140	4·90	1·2239
3·59	0·6569	4·03	0·8279	4·47	1·0185	4·91	1·2289
3·60	0·6606	4·04	0·8320	4·48	1·0231	4·92	1·2339
3·61	0·6643	4·05	0·8361	4·49	1·0276	4·93	1·2389
3·62	0·6680	4·06	0·8402	4·50	1·0322	4·94	1·2440
3·63	0·6717	4·07	0·8444	4·51	1·0368	4·95	1·2490
3·64	0·6754	4·08	0·8485	4·52	1·0414	4·96	1·2541
3·65	0·6791	4·09	0·8527	4·53	1·0460	4·97	1·2591
3·66	0·6828	4·10	0·8569	4·54	1·0507	4·98	1·2642
3·67	0·6866	4·11	0·8611	4 55	1·0553	4·99	1·2693
3·68	0·6903	4·12	0·8653	4·56	1·0599	5·00	1·2744
3·69	0·6940	4·13	0·8695	4·57	1·0646	5·01	1·2795
3·70	0·6978	4·14	0·8737	4·58	1·0692	5·02	1·2846
3·71	0·7016	4·15	0·8779	4·59	1·0739	5·03	1·2897
3·72	0·7054	4·16	0·8821	4·60	1·0786	5·04	1·2948
3·73	0·7092	4·17	0·8864	4·61	1·0833	5·05	1·3000
3·74	0 7130	4·18	0·8906	4·62	1·0880	5·06	1·3051
3·75	0·7168	4·19	0·8949	4·63	1·0927	5·07	1·3103
3·76	0·7206	4·20	0·8992	4·64	1·0974	5·08	1·3155

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
5·09	1·3206	5·53	1·5588	5·97	1·8168	6·41	2 0945
5·10	1·3258	5·54	1·5645	5·98	1·8229	6·42	2·1010
5·11	1·3311	5·55	1·5701	5·99	1·8290	6·43	2·1075
5·12	1·3363	5·56	1·5758	6·00	1·8351	6·44	2·1141
5·13	1·3415	5·57	1·5815	6·01	1·8412	6·45	2·1207
5·14	1·3467	5·58	1·5872	6·02	1·8473	6·46	2·1273
5·15	1·3520	5·59	1·5929	6·03	1·8535	6·47	2·1338
5·16	1·3572	5·60	1·5986	6·04	1·8596	6·48	2·1404
5·17	1·3625	5·61	1·6043	6·05	1·8658	6·49	2·1471
5·18	1·3678	5·62	1·6100	6·06	1·8720	6·50	2·1537
5·19	1·3730	5·63	1·6157	6·07	1 8782	6·51	2·1603
5·20	1·3784	5·64	1·6215	6·08	1·8843	6·52	2·1670
5·21	1·3837	5·65	1·6272	6·09	1·8905	6·53	2·1736
5·22	1·3890	5·66	1·6330	6·10	1·8968	6·54	2·1803
5·23	1·3943	5·67	1·6388	6·11	1·9030	6·55	2·1869
5·24	1·3996	5·68	1·6446	6·12	1·9092	6·56	2·1936
5·25	1·4050	5·69	1·6503	6·13	1 9155	6·57	2·2003
5·26	1·4103	5·70	1·6562	6·14	1·9217	6·58	2·2070
5·27	1·4157	5·71	1·6620	6·15	1·9280	6·59	2·2137
5·28	1·4211	5·72	1·6678	6·16	1·9343	6·60	2·2205
5·29	1·4265	5·73	1·6736	6·17	1·9405	6·61	2·2272
5·30	1·4319	5·74	1·6795	6·18	1·9468	6·62	2·2339
5·31	1·4373	5·75	1·6854	6·19	1·9531	6·63	2·2407
5·32	1·4427	5·76	1·6912	6·20	1·9595	6·64	2·2474
5·33	1·4481	5·77	1·6971	6·21	1·9658	6·65	2·2542
5·34	1·4535	5·78	1·7030	6·22	1·9721	6·66	2·2610
5·35	1·4590	5·79	1·7089	6·23	1·9785	6·67	2·2678
5·36	1·4645	5·80	1 7148	6·24	1·9848	6·68	2·2746
5·37	1·4699	5·81	1·7207	6·25	1·9912	6·69	2·2814
5·38	1·4754	5·82	1·7266	6·26	1·9976	6·70	2·2883
5·39	1·4809	5·83	1·7326	6·27	2·0039	6·71	2·2951
5·40	1·4864	5·84	1·7385	6·28	2·0103	6·72	2·3019
5·41	1·4919	5·85	1·7445	6·29	2·0167	6·73	2·3088
5·42	1·4975	5·86	1·7505	6·30	2·0232	6·74	2·3156
5·43	1.5030	5·87	1·7564	6·31	2·0296	6·75	2·3225
5·44	1·5085	5·88	1·7624	6·32	2·0361	6·76	2·3294
5·45	1·5141	5·89	1·7684	6·33	2·0425	6·77	2·3363
5·46	1·5196	5·90	1·7744	6·34	2·0490	6·78	2·3432
5·47	1·5252	5·91	1·7805	6·35	2·0554	6·79	2·3501
5·48	1·5308	5 92	1·7865	6·36	2·0619	6·80	2·3571
5·49	1·5364	5·93	1·7925	6·37	2·0684	6·81	2·3640
5·50	1·5420	5·94	1·7986	6·38	2·0749	6·82	2·3709
5·51	1·5476	5·95	1·8046	6·39	2·0814	6·83	2·3779
5·52	1·5532	5·96	1·8107	6·40	2·0879	6·84	2·3849

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
6·85	2·3919	7·29	2·7090	7·73	3·0459	8·17	3·4025
6·86	2·3989	7·30	2·7164	7·74	3·0538	8·18	3·4108
6·87	2·4059	7·31	2·7239	7·75	3·0617	8·19	3·4192
6·88	2·4129	7·32	2·7313	7·76	3·0696	8·20	3·4275
6·89	2·4199	7·33	2·7388	7·77	3·0775	8·21	3·4359
6·90	2·4269	7·34	2·7463	7·78	3·0854	8·22	3·4443
6·91	2·4339	7·35	2·7538	7·79	3·0933	8·23	3·4526
6·92	2·4410	7·36	2·7613	7·80	3·1013	8·24	3·4610
6·93	2·4481	7·37	2·7688	7·81	3·1092	8·25	3·4695
6·94	2·4551	7·38	2·7763	7·82	3·1172	8·26	3·4779
6·95	2·4622	7·39	2·7838	7·83	3·1252	8·27	3·4863
6·96	2·4693	7·40	2·7914	7·84	3·1332	8·28	3·4947
6·97	2·4764	7·41	2·7989	7 85	3·1412	8·29	3·5032
6·98	2·4835	7·42	2 8065	7·86	3·1492	8·30	3·5116
6·99	2·4906	7·43	2·8140	7·87	3·1572	8·31	3·5201
7·00	2·4978	7·44	2·8216	7·88	3·1652	8·32	3·5286
7·01	2·5049	7·45	2·8292	7·89	3·1733	8·33	3·5371
7·02	2·5121	7·46	2·8368	7·90	3·1813	8·34	3·5455
0·03	2·5192	7·47	2·8444	7·91	3·1894	8·35	3·5541
7·04	2·5264	7·48	2·8521	7·92	3·1974	8·36	3·5626
7·05	2·5336	7·49	2·8597	7·93	3·2055	8·37	3 5711
7·06	2·5408	7·50	2·8673	7·94	3·2136	8·38	3·5796
7·07	2·5480	7·51	2·8750	7·95	3·2217	8·39	3·5882
7·08	2·5552	7·52	2·8826	7·96	3·2298	8·40	3·5968
7·09	2·5624	7·53	2·8903	7·97	3·2380	8·41	3·6053
7·10	2·5696	7·54	2·8980	7·98	3·2461	8·42	3·6139
7·11	2·5769	7·55	2·9057	7·99	3·2542	8·43	3·6225
7·12	2·5841	7·56	2·9134	8·00	3·2624	8·44	3·6311
7·13	2·5914	7·57	2·9211	8·01	3·2705	8·45	3·6397
7·14	2·5987	7·58	2·9288	8·02	3·2787	8·46	3·6483
7·15	2·6060	7·59	2·9365	8·03	3·2869	8·47	3·6570
7·16	2·6132	7·60	2·9443	8·04	2·2951	8·48	3·6656
7·17	2·6205	7·61	2·9520	8·05	3·3033	8·49	3·6743
7·18	2·6279	7·62	2·9598	8·06	3·3115	8·50	3·6829
7·19	2·6352	7·63	2·9676	8·07	3·3197	8·51	3·6916
7·20	2·6425	7·64	2·9754	8·08	3·3280	8·52	3·7003
7·21	2·6499	7·65	2·9832	8·09	3·3362	8·53	3·7090
7·22	2·6572	7·66	2·9910	8·10	3·3445	8·54	3·7177
7·23	2·6646	7·67	2·9989	8·11	3·3527	8·55	3·7264
7·24	2·6720	7·68	3·0066	8·12	3·3610	8·56	3·7351
7·25	2 6794	7·69	3.0144	8·13	3·3693	8·57	3·7438
7·26	2·6868	7·70	3·0223	8·14	3·3776	8·58	3·7526
7·27	2·6942	7·71	3·0301	8·15	3·3859	8·59	3·7613
7·28	2·7016	7·72	3·0380	8·16	3·3942	8·60	3·7701

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
8·61	3·7789	8·87	4·0105	9·13	4·2491	9·39	4·4945
8·62	3·7876	8·88	4·0196	9·14	4·2584	9·40	4·5041
8·63	3·7964	8·89	4·0286	9·15	4·2677	9·41	4·5137
8·64	3·8052	8·90	4·0377	9·16	4·2771	9·42	4·5233
8·65	3·8141	8·91	4·0468	9·17	4·2864	9·43	4·5329
8·66	3·8229	8·92	4·0559	9·18	4·2958	9·44	4·5425
8·67	3·8317	8·93	4·0650	9·19	4·3051	9·45	4·5522
8·68	3·8405	8·94	4·0741	9·20	4·3145	9·46	4·5618
8·69	3·8494	8·95	4·0832	9·21	4·3239	9·47	4·5715
8·70	3·8583	8·96	4·0923	9·22	4·3333	9·48	4·5811
8·71	3·8671	8·97	4·1015	9·23	4·3417	9·49	4·5908
8·72	3·8760	8·98	4·1106	9·24	4·3511	9·50	4·6005
8·73	3·8849	8·99	4·1198	9·25	4·3615	9·51	4·6102
8·74	3·8938	9·00	4·1290	9·26	4·3710	9·52	4·6199
8·75	3·9028	9·01	4·1381	9·27	4·3804	9·53	4·6296
8·76	3·9117	9·02	4·1473	9·28	4·3898	9·54	4·6394
8·77	3·9206	9·03	4·1565	9·29	4·3993	9·55	4·6490
8·78	3·9295	9·04	4·1657	9·30	4·4088	9·56	4·6588
8·79	3·9385	9·05	4·1750	9·31	4·4183	9·57	4·6685
8·80	3·9475	9·06	4·1832	9·32	4·4278	9·58	4·6783
8·81	3·9565	9·07	4·1924	9·33	4·4373	9·59	4·6880
8·82	3·9654	9·08	4·2017	9·34	4·4468	9·60	4·6978
8·83	3·9744	9·09	4·2109	9·35	4·4563	9·61	4·7076
8·84	3·9834	9·10	4·2212	9·36	4·4659	9·62	4·7174
8·85	3·9925	9·11	4·2305	9·37	4·4754	9·63	4·7272
8·86	4·0015	9·12	4·2398	9·38	4·4850	9·64	4·7370

121.

Theoretische Ausflussmenge.

Eine genaue Berechnung der Wassermenge, welche unter verschiedenen Umständen durch eine Oeffnung ausfliesst, ist ein bis jetzt noch nicht gelöstes Problem. Man erhält annährend diese Wassermenge, welche per 1″ durch eine Oeffnung ausfliesst, wenn man den Querschnitt A der Ausflussöffnung mit einer gewissen Geschwindigkeit multiplicirt, die der mittleren Ausflussgeschwindigkeit möglichst nahe kommt. Die so berechnete Wassermenge Q nennt man die theoretische Wassermenge. Diese ist:

a) wenn die Oeffnung in's Freie mündet: Fig. 127, 128,

$$Q = A \sqrt{2 g h} \text{ Kubm. pr } 1''$$

b) wenn sich die Oeffnung unter Wasser befindet: Fig 129,

$$Q = A \sqrt{2 g h} \text{ Kubm. pr } 1''$$

c) für eine Ueberfall-Oeffnung: Fig. 131,

$$Q = b h \sqrt{2 g h}$$

wobei b die Breite der Oeffnung, h die Höhe des Wassers im Zuflusskanal über dem horizontalen Rand der Oeffnung bedeutet.

122.

Wahre Ausflussmenge.

Um die wirklich ausfliessende Wassermenge zu finden, muss man die theoretische Wassermenge mit einem gewissen Erfahrungs-Coeffizienten k multiplizieren. Die Bedeutung desselben ist folgende:

a) Wenn die Ausflussöffnung nach der natürlicheu Zusammenziehung des Strahles gebildet ist, und wenn $\sqrt{2 g h}$ die wahre mittlere Ausflussgeschwindigkeit bedeutet, ist die theoretische Formel ganz richtig, bedarf daher keiner Correktion, und der Coeffizient k ist in diesem Falle gleich der Einheit.

b) Wenn das Wasser mit Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ die wahre mittlere Ausflussgeschwindigkeit ausdrückt (wie dies bei Fig. 129 der Fall ist) so bedeutet der Coeffizient k, mit welchem die theoretische Wassermenge multiplizirt werden muss, um die wirkliche zu finden, das Verhältniss zwischen dem Querschnitte des Strahles an dem Ort der stärksten Zusammenziehung und dem Querschnitt der Ausflussöffnung. Der Coeffizient heisst in diesem Fall: Contraktions-Coeffizient.

c) Wenn das Wasser ohne Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ nicht die wahre mittlere Geschwindigkeit ausdrückt, bedeutet der Coeffizient k das Verhältniss zwischen der wahren mittleren Geschwindigkeit und der fehlerhaften $\sqrt{2gh}$. Der Coeffizient kann in diesem Fall Geschwindigkeits-Coeffizient genannt werden.

d) Wenn das Wasser mit Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ nicht die wahre mittlere Geschwindigkeit ausdrückt, bedeutet jener Coeffizient das Produkt aus dem Contraktions- in den Geschwindigkeits-Coeffizienten, und kann in diesem Fall Correktions-Coeffizient genannt werden.

Coeffizienten k zur Berechnung der Ausflussmengen.

123.

Contraktions-Coeffizienten für den Ausfluss aus vertikalen Oeffnungen in dünnen Wänden; vollständige Contraktion.

Die folgende Tabelle enthält die Coeffizienten, welche *Poncelet* und *Lebros* für diesen Fall durch zahlreiche Versuche gefunden haben. Die in der ersten Columne enthaltenen Wasserstände beziehen sich auf den in einiger Entfernung vor der Oeffnung noch ungesenkten Wasserspiegel.

Tafel der Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge aus rechtwinkligen vertikalen Oeffnungen in dünnen Wänden, bei vollständiger Contraktion, und Ausfluss in die freie Luft.

Druckhöhe über den oberen Rand der Oeffnung.	Coeffizienten für die Wassermenge, wenn die Höhe der Oeffnung ist:					
	0·20m	0·10m	0·05m	0·03m	0·02m	0·01m
m.						
0·000	”	”	”	”	”	”
0·005	”	”	”	”	”	0·705
0·010	”	”	0·607	0·630	0·660	0·701
0·015	”	0·593	0·612	0·632	0·660	0·697
0·020	0·572	0·596	0·615	0·634	0·659	0·694
0·030	0·578	0·600	0·620	0·638	0·659	0·688
0·040	0·582	0·603	0·623	0·640	0·658	0·683
0·050	0·585	0·605	0·625	0·640	0·658	0·679
0·060	0·587	0·607	0·627	0·640	0·657	0·676
0·070	0·588	0·609	0·628	0·639	0·656	0·673
0·080	0·589	0·610	0·629	0·638	0·656	0·670
0·090	0·591	0·610	0·629	0·637	0·655	0·668
0·100	0·592	0·611	0·630	0·637	0·654	0·666
0·120	0·593	0·612	0·630	0·636	0·653	0·663
0·140	0·595	0·613	0·630	0·635	0·651	0·660
0·160	0·596	0·614	0·631	0·634	0·650	0·658
0·180	0·597	0·615	0·630	0·634	0·649	0·657
0·200	0·598	0·615	0·630	0·633	0·648	0·655
0·250	0·599	0·616	0·630	0·632	0·646	0·653
0·300	0·600	0·616	0·629	0·632	0·644	0·650
0·400	0·602	0·617	0·628	0·631	0·642	0·647
0·500	0·603	0·617	0·628	0·630	0·640	0·644
0·600	0·604	0·617	0·627	0·630	0·638	0·642
0·700	0·604	0·616	0·627	0·629	0·637	0·640
0·800	0·605	0·616	0·627	0·629	0·636	0·637
0·900	0·605	0·615	0·626	0·628	0·634	0·635
1·000	0·605	0·615	0·626	0·628	0 633	0·632
1·100	0·604	0·614	0·625	0·627	0·631	0·629
1·200	0·604	0·614	0·624	0·626	0·628	0·626
1·300	0·603	0·613	0 622	0.624	0·625	0·622
1·400	0·603	0·612	0·621	0·622	0·622	0·618
1·500	0·602	0·611	0·620	0·620	0·619	0·615
1·600	1·602	0·611	0·618	0.618	0·617	0·613
1·700	0·602	0·610	0·617	0·616	0·615	0·612
1·800	0·601	0·609	0·615	0·615	0·614	0·612
1·900	0·601	0·608	0·614	0·613	0·612	0·611
2·000	0·601	0·607	0·613	0·612	0·612	0·611
3·000	0·601	0·603	0·606	0·608	0·610	0·609

124.

Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge aus einer unter Wasser befindlichen Oeffnung, Fig. 129, ***vollständige Contraktion.***

Für diesen Fall gelten ebenfalls die in der vorhergehenden Tabelle enthaltenen Coeffizienten; es bedeuten aber dann die in der ersten Vertikal-Columne enthaltenen Zahlen die Vertikalabstände der Wasserspiegel innerhalb und ausserhalb des Gefässes.

125.

Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmengen aus Oeffnungen in dünnen Wänden, unvollständige Contraktion.

Diese Coeffizienten werden gefunden, wenn man jene, welche der vollständigen Contraktion entsprechen, mit folgenden Zahlen multiplizirt.

a) rechtwinklige Oeffnungen:

Contraktion auf	3	Seiten	. . . . .	1·035
„	„	2	„	1·072
„	„	1	„	1·125

b) nicht rechtwinklige Oeffnungen:

Nennt man:

p die Länge des Umfanges der Ausflusssöffnung;

n die Länge von dem Theile des Umfanges, auf welchem keine Contraktion statt findet;

so findet man die Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge, wenn man jenen, welcher die vollständige Contraktion entspricht noch mit

$$1 + 0{\cdot}152\,\frac{n}{p}$$

multiplizirt.

126.

Coeffizienten für den Ausfluss aus kurzen cylindrischen Ansatzröhren.

Nach Versuchen von *Eitelwein* hat man folgende Tabelle:

Verhältniss zwischen der Länge und dem Durchmesser der Ansatzröhren.	Entsprechende Coefficienten für die Wassermenge.
1 oder kleiner als 1	0·62
2 bis 3	0.82
12	0·77
24	0·73
36	0.68
43	0·63
60	0·60

127.

Coeffizienten für den Ausfluss aus konisch konvergierenden Ansatzröhren. (Versuche von Kastel.)

Um für diesen Fall die Ausflussmenge und Ausflussgeschwindigkeit zu berechnen, muss man den theoretischen Werth derselben mit dem in folgender Tabelle enthaltenen Coeffizienten multipliziren. Zur Berechnung der theoretischen Wassermenge ist der äussere kleinere Querschnitt der Ansatzröhre zu nehmen.

Convergenzwinkel.	Coefficienten für die		Convergenzwinkel.	Coefficienten für die	
	Ausflussmenge.	Ausflussgeschwindigkeit.		Ausflussmenge.	Ausflussgeschwindigkeit.
0°	0·829	0·830	20°	0·921	0·973
2°	0·872	0·870	22°	0·915	0·974
4°	0·905	0·902	24°	0·910	0·975
6°	0·924	0·924	26°	0·904	0·976
8°	0·937	0·940	28°	0·898	0·977
10°	0·943	0·950	30°	0 894	0·978
12°	0·946	0·950	35°	0·882	0·980
14°	0 943	0·964	40°	0·870	0·981
16°	0·939	0·969	45°	0·857	0·983
18°	0·930	0 972	50°	0 843	0·986

Bei einem Convergenzwinkel von 12° ist die Ausflussmenge ein Maximum.

128.

Coefficienten für Schützenöffnungen, die nach einem Gerinne führen.

Es sind hier mehrere Fälle zu unterscheiden:

a) Wenn der Schützen schief steht und weder am Boden noch an den Seiten der Oeffnung Zusammenziehung statt findet, hat man

$$k = 1 - 0{\cdot}0043\ \alpha^0$$

wobei α^0 die Neigung des Schützens gegen den Horizont und k den Coefficienten für die Berechnung der Ausflussmenge bedeutet.

Für $\alpha =$	40	45	50	55	60
wird k =	0 83	0·81	0·79	0·76	0·74

b) Wenn der Schützen vertikal steht, hat die Anwesenheit des Gerinnes keinen Einfluss auf die ausströmende Wassermenge, so lange der Wasserstand über dem Mittelpunkt nicht unter:

0·50^m bis 0·60^m ist für Oeffnungen von 0·15^m bis 0·2^m Höhe
0·30 „ 0·40 „ „ „ „ 0·10 „
0·20 „ „ „ „ 0·05 „

c) Wenn der Wasserstand über dem Mittelpunkt der Oeffnung unter die so eben bezeichneten Grenzen fällt (was jedoch nur selten eintritt), hat die Anwesenheit des Gerinns einigen Einfluss auf die Ausflussmenge, und die Coefficienten sind dann mit Hilfe der Figuren 133 bis 138 aus folgender Tabelle zu entnehmen.

Höhe der Oeffnung. Metre.	Wasserstand über der Mitte der Oeffnung. Metre.	Coefficienten der Ausflussmengen für die Anordnungen.					
		Fig. 133	Fig. 134	Fig. 135	Fig. 136	Fig. 137	Fig. 138
0·20	0·40	0·591	0·580	0.582	0·577	0·603	0·597
	0·24	0·559	0·552	0·550	0·548	0·576	0·573
	0·12	0·483	0·482	0·484	0·485	0·484	0·483
0·10	0·16	0·590	0 580	0·583	0·585	0·606	0·604
	0·11	0·562	0·560	0 561	0·562	0·566	0·564
	0·09	0·523	0·522	0 522	0·517	0·510	0·510
	0·06	0·464	0·463	0·462	0 462	0·460	0·460
0·05	0·20	0·631	0·615	0·618	0·622	0·636	0·628
	0·11	0·614	0·597	0·598	0·601	0·610	0·609
	0·05	0·495	0·493	0·486	0·490	0·462	0·501
	0·04	0·452	0·443	0·442	0·442	0·417	
0·03	0·20	0·632	0·631	0·632	0·635	0·650	0·651
	0·06	0·627	0·605	0·602	0·607	0·572	0·594

129.

Wassermenge bei Ueberfällen. Fig. 130, 131, 132.

Nach den Versuchen von *Castel* kann man zur Berechnung der Wassermengen bei Ueberfällen folgende Regeln aufstellen.

Nennt man:

B die Breite des Zuflusskanales;
b die Breite des Ueberfalles;
h die Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal über den horizontalen Rand des Ueberfalls;
Q die Wassermenge in Kubikmetres, welche per 1″ abfliesst;

so ist:

$$Q = \left(0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B} \right) b\, h \sqrt{2\, g\, h}$$

Diese Formel gibt jedoch nur richtige Werthe, wenn:

1) der Querschnitt des Wasserkörpers im Zuflusskanal wenigstens 5 mal so gross ist als der Querschnitt b l;
2) die Breite des Ueberfalls wenigstens $\frac{1}{3}$ von der Breite des Zuflusskanals beträgt;
3) die Oeffnung des Ueberfalles mit scharfen Kanten versehen ist;
4) die Kante des Ueberfalls wenigstens in einer Höhe 2 h über dem Spiegel des Unterwassers liegt.

Die Werthe von $\left(0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B} \right)$ sind in folgender Tabelle enthalten:

$\frac{b}{B}$ . . . . . =	0·33	0·40	0·50	0·60	0·70	0·80	0·90	1·00
$0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}$ =	0·401	0·406	0·412	0·419	0·424	0·431	0·437	0·443
$\frac{0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}}{0{\cdot}443}$ =	0·905	0·916	0·930	0 945	0·957	0·973	0·986	1·000

Wenn der Ueberfall eben so breit ist als der Zuflusskanal, fallen die Seitencontractionen weg, und man hat dann nach den angeführten Versuchen:

$$Q = 0{\cdot}443\, b\, h \sqrt{2\, g\, h}.$$

Die folgende Tabelle gibt die Wassermenge in Kubik-Decimetres (Litres), welche bei Ueberfällen, die eben so breit sind als die Zuflusskanäle, in jeder Sekunde und auf jeden Metre Breite des Ueberfalls abfliessen, oder mit andern Worten: man erhält aus dieser Tabelle die Werthe von $443\ h\sqrt{2gh}$ für verschiedene Werthe von h.

130.

Tabelle der Wassermengen, welche bei vollkommenen Ueberfällen auf jeden Metre Breite bei verschiedenen Dicken der Wasserschichte abfliessen. Kanal und Ueberfall gleich breit.

Wasserstand. Metre.	Wassermenge. Litre.	Wasserstand. Metre.	Wassermenge. Litre.	Wasserstand. Metre.	Wassermenge. Litre.	Wasserstand. Metre.	Wassermenge. Litre.	Wasserstand. Metre.	Wassermenge. Litre.
0·050	22·1	0·080	44·4	0·130	92·1	0·180	150·1	0·230	216·6
0·051	22·6	0·082	46·1	0·132	94·3	0 182	152·5	0·235	223·6
0·052	23·3	0·084	47·8	0·134	96·2	0·184	154·9	0·240	230·6
0·053	24·3	0·086	49·5	0·136	98·5	0·186	157·3	0·245	237·9
0·054	24·6	0·088	51·2	0·138	100·7	0 188	160·1	0·250	245·2
0·055	25·3	0·090	53·0	0·140	103·0	0·190	162·5	0·255	252·6
0·056	26·0	0·092	54·7	0·142	105·0	0·192	165 0	0·260	260·1
0·057	26·7	0·094	56·5	0·144	107·4	0·194	167·5	0·265	267·8
0·058	27·4	0·096	58·3	0·146	109·4	0·196	170·4	0·270	275·5
0·059	28·1	0·098	60·2	0·148	111·8	0 198	172·9	0·275	282·8
0·060	28·8	0·100	62·0	0·150	114·2	0 200	175·8	0·280	290·6
0·061	29·6	0·102	63·8	0·152	116·3	0·202	177 9	0·285	298·6
0·062	30·3	0·104	65·9	0·154	118·4	0·204	180·9	0·290	306·7
0·063	31·0	0·106	67·8	0·156	120·9	0·206	183 9	0·295	314·3
0·064	31·8	0·108	69·7	0·158	123·4	0·208	186·1	0·300	322·6
0·065	32·5	0·110	71·7	0·160	125·6	0·210	189·1	0·305	330·3
0·066	33·3	0·112	73·4	0·162	128·1	0·212	190·1	0·310	338·8
0·067	34·0	0·114	75·6	0·164	130·3	0·214	195 6	0·315	346·7
0·068	34·8	0·116	77·8	0·166	132·9	0·216	196·6	0·320	355·4
0·069	35·6	0·118	79·6	0·168	133·2	0·218	199·7	0·325	363·4
0·070	36·3	0·120	81·7	0·170	137·8	0 220	202 4	0·330	371·9
0·072	37·9	0·122	83·8	0·172	140·0	0 222	205·2	0·335	380·6
0·074	39·5	0·124	85·6	0·174	142·3	0·224	207·9	0·340	388·9
0·076	40·1	0·126	88·0	0·176	144·7	0·226	210·6	0·345	397·3
0·078	42·7	0·128	90·0	0·178	147·4	0 228	213·4	0·350	406·5

131.

Vollkommene Ueberfälle ohne Contraction des Strahles.

Ueberfälle haben gewöhnlich nur dann scharfe Kanten, wenn dieselben zur Messung der Wassermengen von Bächen gebraucht und zu diesem Zwecke besonders hergestellt werden. Die Wehre, welche zur Stauung des Wassers für technische Zwecke erbaut werden, erhalten jederzeit eine ebene oder abgerundete Krone, so dass das Wasser ohne irgend eine Contraction zu erleiden von derselben herabstürzt. Die per 1″ abfliessende Wassermenge ist in diesem Falle, nach Eitelwein:

$$Q = 0{\cdot}57\, b\, h \sqrt{2\, g\, h} \sqrt{1 + 0{\cdot}115 \frac{u^2}{h}}$$

Wobei Q b h die Bedeutung wie in N° 129 haben und u die Geschwindigkeit des Wassers im Flusse in einiger Entfernung vor dem Wehr bezeichnet.

Anlage der Wehre.

132.

Umstände, unter welchen die Erbauung eines Wehres zweckmässig oder nothwendig ist.

Die Erbauung eines Wehres ist nur dann möglich, wenn der Wasserspiegel eines Flusses auf eine längere Strecke über seinen natürlichen Stand gehoben werden darf. Die Erbauung eines Wehres ist zweckmässig oder nothwendig, 1) wenn kein natürliches Gefälle vorhanden ist und ein künstliches Gefäll hervorgebracht werden soll. 2) Wenn das vorhandene natürliche Gefälle nicht die wünschenswerthe Grösse hat, daher durch einen künstlichen Bau vermehrt werden soll. 3) Wenn in einem Fluss oder Bach auf einer kurzen Strecke ein starkes Gefälle vorhanden ist, das auf einen Punkt concentrirt werden soll. 4) Wenn die natürlichen Veränderungen des Wasserstandes vermindert oder aufgehoben werden sollen. 5) Wenn das durch die Stauung hervorzubringende Gefälle nicht mehr als 25^m beträgt. 6) Wenn zwei oder mehrere von den so eben angegebenen Umständen gleichzeitig vorhanden sind.

133.

Umstände welche bestimmen, was für ein Wehr erbaut werden soll.

Ein Grundwehr wird angelegt, wenn die Wassermenge des Flusses nicht sehr veränderlich, und die hervorzubringende Stauung nicht zu gross ist. -- Ein vollkommenes Ueberfall-Wehr wird angelegt, wenn die hervorzubringende Stauung gross, und die Wassermenge wenig veränderlich ist. — Ein Schleussenwehr wird angelegt, wenn bei höchstem Wasserstande die Lokalverhältnisse gar keine Stauung gestatten. — Ein Ueberfall-Schleussenwehr wird angelegt, wenn bei sehr veränderlichem Wasserzufluss der Wasserstand ober dem Wehre immer auf derselben Höhe erhalten werden soll.

134.

Genaue Entscheidung der Frage, ob ein Grundwehr oder ein Ueberfallwehr angelegt werden soll.

Es sei:

h die Stauung, welche durch das Wehr hervorgebracht werden soll;

b die Breite des Wehres, welche in der Regel mit jener des Flusses übereinstimmt, manchmal aber auch grösser angenommen wird;

Q die Wassermenge in Kubm., welche pr 1″ über das Wehr fliessen soll;

Ist die Wassermenge grösser als $0{\cdot}57\ b\ h\ \sqrt{2\ g\ h}$, so muss ein Ueberfallwehr gemacht werden. Ist Q kleiner, so muss ein Grundwehr gemacht werden. Ist Q gleich $0{\cdot}57\ b\ h\ \sqrt{2\ g\ h}$, so muss die Krone des Wehres bis an den ungestauten Spiegel des Flusses reichen.

135.

Höhe eines vollkommenen Ueberfallwehres.

Es sei:

h die Höhe der Stauung, d. h. der Vertikalabstand der Wasserstände vor und hinter dem Wehr nach der Erbauung desselben;

x die Tiefe der Wehrkrone unter dem gestauten Wasserspiegel;

b die Breite des Wehres;

Q die Wassermenge in Kubm., welche pr 1″ über das Wehr abfliessen soll; dann ist, wenn die Wehrkrone abgerundet wird

$$x = \left(\frac{Q}{0{\cdot}57\ b\ \sqrt{2\ g}}\right)^{\frac{2}{3}}$$

136.

Höhe eines Grundwehres.

Es sei h Q b wie in N° 135, x die Tiefe der Wehrkrone unter dem ursprünglichen Wasserspiegel, so ist

$$x = \frac{Q}{0{\cdot}62\ b\ \sqrt{2\ g\ h}} - 0{\cdot}92\ h$$

137.

Berechnung der Stauweite.

Stauweite wird die Entfernung genannt, auf welche sich die stauende Wirkung eines Wehres stromaufwärts erstreckt. Nennt man: h die Stauhöhe, α den Neigungswinkel der Wasserfläche vor dem Einbau gegen den Horizont, so ist die Stauweite ungefähr gleich

h Cotg. α

Fabriks-Kanäle.

138.

Umstände, welche für die Anlage eines Fabrik-Kanales sprechen.

Ein Kanal soll angelegt werden: 1) wenn es die Lokalverhältnisse nicht erlauben, den Wasserbau in dem Fluss aufzuführen; 2) wenn die zu betreibenden Maschinen gegen die Einwirkung der Hochwasser geschützt werden sollen; 3) wenn das zu treibende Werk wegen bestehender Eigenthums- oder Lokalverhältnisse an einem gewissen Ort in der Nähe des Flusses erbaut werden muss, nach welchem Ort ein Kanal geführt werden kann; 4) wenn ein bedeutendes Gefälle, welches ein Bach oder Fluss auf einer langen Strecke seines Laufes darbietet, zum Betrieb eines Werkes benutzt werden soll.

139.

Die gleichzeitige Anwendung eines Wehres und eines Kanales ist:

1) nothwendig, wenn überhaupt die Umstände sowohl auf die Erbauung eines Wehres als auch auf jene eines Kanales entschieden hinweisen; 2) wünschenswerth, wenn ein Kanal erbaut werden muss, damit das Wasser leichter und regelmässiger in den Kanal geleitet werden kann; 3) unnöthig, wenn der Zweck auch ohne Kanal erreicht werden kann, und wenn das Werk in den Fluss hineingebaut werden muss.

140.

Führung der Kanäle. Vortheile eines kurzen Zufluss-Kanals.

Die Ein- und Ausmündungspunkte werden vorzugsweise durch das Gefälle bestimmt, welches hervorgebracht werden soll. — Die Verbindungslinie dieser Punkte richtet sich nach Lokal- und Eigenthumsverhältnissen, so weit es diese erlauben, soll der Kanal gerade geführt werden. — Die zweckmässigste Baustelle für das Werk ist meistens in der Nähe des Einmündungspunktes, so dass der Zuflusskanal (Obergraben) kurz und der Abflusskanal (Untergraben) lang ausfällt. Die Gründe, welche für eine solche Anlage sprechen, sind folgende: 1) kann die Einlassschleusse leicht und schnell bedient werden; 2) im Obergraben bildet sich im Winter gewöhnlich Grundeis, welches weggeschafft werden muss; im Untergraben dagegen entsteht, wegen des in denselben eindringenden wärmeren Horizontalwassers, nicht leicht Grundeis, und wenn es sich auch bildet, so kann es doch nicht leicht den Gang der Maschinen stören; 3) Veränderungen des Wasserstandes im Flusse verursachen, wenn der Untergraben lang ist, nur eine geringe Stauung am Anfange des letzteren; 4) die wasserdichte Herstellung der Kanaldämme des Obergrabens ist gewöhnlich mit vielen Schwierigkeiten und Kosten verbunden, und im Winter werden diese Dämme häufig durch Einfrieren zerrissen, die Böschungen des Untergrabens dagegen brauchen nicht wasserdicht zu sein, und das wärmere Horizontalwasser schützt auch gegen das Einfrieren; 5) in der Regel fällt das Terrain nach der Richtung des Kanalzuges, und dann ist eine Anlage mit kurzem Ober-Kanal am billigsten. Eine Kanalanlage mit langem Obergraben ist gewöhnlich nur in Gebirgsthälern zweckmässig, weil man da das Wasser an den Bergabhängen leicht fortleiten kann.

141.

Geschwindigkeit des Wassers im Kanal.

Nennt man;

U die grösste Geschwindigkeit des Wassers in der Mitte des Kanals, und etwas unter der Oberfläche des Wassers;

w die Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett;

u die mittlere Geschwindigkeit;

so hat man:

a) wenn U bekannt ist und u so wie auch w gesucht wird:

$$u = \frac{U\,(U + 2{\cdot}37)}{U + 3{\cdot}15}$$

$$w = 2\,u - U$$

b) wenn u bekannt und U so wie auch w gesucht wird:

$$U = -\tfrac{1}{2}\,(2{\cdot}37 - u) + \sqrt{\tfrac{1}{4}\,(2{\cdot}37 - u)^2 + 3{\cdot}15\,u}$$

$$w = 2\,u - U$$

c) wenn w bekannt und U so wie u gesucht wird:

$$U = -\tfrac{1}{2}\,(1{\cdot}59 - w) + \sqrt{\tfrac{1}{4}\,(1{\cdot}59 - w)^2 + 3{\cdot}15\,w}$$

$$u = \frac{w + U}{2}$$

Die folgende Tabelle gibt die zusammengehörigen Werthe von U, w, u.

Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit	
an der Ober-fläche.	mittlere.	an der Ober-fläche.	mittlere.	an der Ober-fläche.	mittlere.	an der Ober-fläche.	mittlere.
Metre.	Metre.	Metre.	Metre.	Metre.	Metre.	Metre.	Metre.
0·00	0·00000	0·43	0·33625	0·86	0·69258	1·29	1·06318
0·01	0·00754	0·44	0·34431	0·87	0·70106	1·30	1·07193
0·02	0·01508	0·45	0·35243	0·88	0·70954	1·31	1·08069
0·03	0·02264	0·46	0·36054	0·89	0·71803	1·32	1·08946
0·04	0·03022	0·47	0·36866	0·90	0·72653	1·33	1·09823
0·05	0·03781	0·48	0·37679	0·91	0·73503	1·34	1·10701
0·06	0·04542	0·49	0·38493	0·92	0·74354	1·35	1·11579
0·07	0·05304	0·50	0·39308	0·93	0·75206	1·36	1·12458
0·08	0·06068	0·51	0·40123	0·94	0·76058	1·37	1·13337
0·09	0·06833	0·52	0·40940	0·95	0·76912	1·38	1·14217
0·10	0·07599	0·53	0·41758	0·96	0·77766	1·39	1·15097
0·11	0·08367	0·54	0·42577	0·97	0·78621	1·40	1·15978
0·12	0·09137	0·55	0·43397	0·98	0·79476	1·41	1·16859
0·13	0·09907	0·56	0·44218	0·99	0·80332	1·42	1·17742
0·14	0·10679	0·57	0·45040	1·00	0·81189	1·43	1·18624
0·15	0·11453	0·58	0·45863	1·01	0·82047	1·44	1·19507
0·16	0·12228	0·59	0·46686	1·02	0·82905	1·45	1·20391
0·17	0·13004	0·60	0·47511	1·03	0·83764	1·46	1·21274
0·18	0·13782	0·61	0·48336	1·04	0·84623	1·47	1·22159
0·19	0·14560	0·62	0·49163	1·05	0·85484	1·48	1·23044
0·20	0·15341	0·63	0·49990	1·06	0·86345	1·49	1·23930
0·21	0·16122	0·64	0·50819	1·07	0·87206	1·50	1·24816
0·22	0·16905	0·65	0·51648	1·08	0·88068	1·51	1·25702
0·23	0·17689	0·66	0·52478	1·09	0·88931	1·52	1·26589
0·24	0·18475	0·67	0·53309	1·10	0·89795	1·53	1·27477
0·25	0·19261	0·68	0·54141	1·11	0·90659	1·54	1·28364
0·26	0·20049	0·69	0·54974	1·12	0·91523	2·55	1·29253
0·27	0·20838	0·70	0·55807	1·13	0·92389	1·56	1·30142
0·28	0·21629	0·71	0·56642	1·14	0·93255	1·57	1·31031
0·29	0·22420	0·72	0·57477	1·15	0·94122	1·58	1·31921
0·30	0·23213	0·73	0·58314	1·16	0·94989	1·59	1·32811
0·31	0·24007	0·74	0·59151	1·17	0·95857	1·60	1·33701
0·32	0·24802	0·75	0·59988	1·18	0·96726	1·61	1·34593
0·33	0·25599	0·76	0·60827	1·19	0·97595	1·62	1·35485
0·34	0·26396	0·77	0·61667	1·20	0·98464	1·63	1·36377
0·35	0·27195	0·78	0·62507	1·21	0·99334	1·64	1·37269
0·36	0·27995	0·79	0·63348	1·22	1·00205	1·65	1·38162
0·37	0·28796	0·80	0·64190	1·23	1·01077	1·66	1·39056
0·38	0·29598	0·81	0·65033	1·24	1·01949	1·67	1·39950
0·39	0·30401	0·82	0·65877	1·25	1·02822	1·68	1·40844
0·40	0·31206	0·83	0·66721	1·26	1·03695	1·69	1·41739
0·41	0·32011	0·84	0·67566	1·27	1·04569	1·70	1·42634
0·42	0·32817	0·85	0·68412	1·28	1·05443	1·71	1·43529

Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit	
an der Ober-fläche.	mittlere.	an der Ober-fläche.	mittlere.	an der Ober-fläche	mittlere.	an der Ober-fläche.	mittlere.
Metre.	Metre.	Metre.	Metre.	Metre.	Metre.	Metre.	Metre.
1·72	1·44425	2·04	1·73310	2·36	2 02557	2 68	2 32106
1·73	1·45322	2·05	1·74219	2·37	2·03476	2 69	2·33034
1·74	1·46219	2·06	1·75129	2·38	2·04396	2·70	2·33962
1·75	1·47116	2·07	1·76038	2·39	2 05315	2·71	2·34890
1·76	1·48014	2·08	1·76948	2·40	2·06235	2·72	2·35818
1·77	1·48912	2·09	1·77858	2·41	2·07156	2 73	2·36747
1·78	1·49811	2·10	1·78769	2·42	2 08076	2 74	2 37676
1·79	1·50710	2·11	1·79680	2·43	2·08997	2 75	2·38605
1·80	1·51609	2·12	1·80591	2·44	2·09918	2 76	2·39535
1·81	1·52509	2·13	1·81503	2·45	2·10840	2 77	2·40464
1·82	1·53409	2·14	1·82415	2·46	2·11761	2 78	2·41394
1·83	1·54310	2·15	1·83327	2·47	2·12683	2·79	2·42324
1·84	1·55211	2·16	1·84239	2·48	2·13606	2 80	2·43255
1·85	1·56112	2·17	1·85152	2·49	2·14528	2 81	2 44185
1·86	1·57014	3·18	1·86065	2·50	2·15451	2·82	2·45116
1·87	1·57916	2·19	1·86979	2·51	2·16374	2·83	2·46047
1·88	1·58819	2·20	1·87893	2·52	2·17297	2 84	2·46979
1·89	1·59722	2·21	1·88807	2 53	2·18221	2 85	2·47910
1·90	1·60625	2·22	1·89722	2·54	3·19145	2·86	2·48842
1·91	1·61529	2·23	1·90636	2·55	2·20069	2 87	2·49774
1·92	1·62433	2·24	1·91551	2·56	2 20993	2 88	2 50706
1·93	1·63337	2·25	1·92467	2·57	2 21918	2·89	2 51639
1·94	1·64242	2·26	1·93383	2 58	2 22843	2 90	2 52571
1·95	1·65147	2·27	1·94299	2·59	2·23768	2 91	2·53504
1·96	1·66053	2·28	1·95215	2 60	2 24693	2·92	2·54437
1·97	1·66959	2·29	1·96132	2·61	2 25619	2 93	2·55370
1·98	1·67865	2·30	1·97049	2·62	2 26545	2·94	2·56304
1·99	1·68772	2·31	1·97966	2 63	2·27471	2·95	2·57238
2·00	1·69679	2·32	1·98884	2·64	2·28398	2 96	2·58172
2·01	1·70586	2·33	1·99802	2·65	2·29324	2·97	2 59106
2·02	1·71494	2·34	2·00720	2 66	2 30251	2 98	2·60040
2.03	1·72402	2·35	2·01639	2.67	2·31179	2 99	2·60975
						3.00	2·61910

142.

Grösste Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett.

Damit das fliessende Wasser das Grundbett nicht aufwühlt, darf die Geschwindigkeit am Grundbett folgende Werthe nicht überschreiten;

Aufgelöste Erde	0·076m
Fetter Thon	0·152m
Sand	0·305m
Kies	0·609m
Abgerundete Kiesel	0·914m
Eckige Kiesel	1·22m
Conglomerat	1·52m
Geschichtete Felsen	1·83m
Ungeschichtete Felsen	3·05m

143.

Querprofil des Kanals.

Nennt man:

Ω den Querschnitt des Wasserkörpers im Kanal;

Q die Wassermenge in Kubikmeter, welche per 1″ durch den Kanal abfliesst;

u die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Kanal;

b die Breite des Grundbettes;

t die Tiefe des Wassers im Kanal;

n den Böschungswinkel der Seitendämme,

so hat man zur Bestimmung des Querprofils folgende Formeln:

$$\Omega = \frac{Q}{u}$$

$$\frac{b}{t} = 2{\cdot}7 + 0{\cdot}9\ \Omega$$

$$t = \sqrt{\frac{\Omega}{\frac{b}{t} + \text{Cotg. n}}}$$

$$b = \left(\frac{b}{t}\right) t.$$

144.

Längenprofil des Kanales.

Nennt man:

L die Länge des Kanales;

G das totale Gefäll des Kanals;
Ω u n b t, wie in Nr. 143;
$S = b + \frac{2t}{\sin. n}$ den benutzten Theil des Umfanges;
so hat man zur Bestimmung von G die Formel:

$$\frac{G}{L} = \frac{S}{\Omega} (0{\cdot}0000444\ u + 0{\cdot}000309\ u^2).$$

Die folgende Tabelle enthält die Werthe von $\alpha u + \beta u^2 = 0{\cdot}0000444\ u + 0{\cdot}000309\ u^2$ für verschiedene Werthe von u.

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·01	0·0000005	0·32	0·0000459	0·63	0·0001508
0·02	0·0000010	0·33	0·0000484	0·64	0·0001551
0·03	0·0000016	0·34	0 0000509	0·65	0·0001596
0·04	0·0000023	0·35	0·0000534	0·66	0·0001641
0·05	0·0000030	0·36	0·0000561	0·67	0·0001686
0·06	0·0000038	0·37	0·0000588	0·68	0·0001733
0·07	0·0000046	0·38	0·0000616	0·69	0·0001779
0·08	0·0000055	0·39	0·0000644	0·70	0·0001827
0·09	0·0000065	0·40	0·0000673	0·71	0·0001875
0·10	0·0000075	0·41	0·0000702	0·72	0·0001924
0·11	0·0000086	0·42	0·0000732	0·73	0·0001973
0·12	0·0000098	0·43	0·0000763	0·74	0·0002023
0·13	0·0000110	0·44	0·0000794	0·75	0·0002073
0·14	0·0000123	0·45	0·0000826	0·76	0·0002124
0·15	0·0000136	0·46	0·0000859	0·77	0·0002176
0·16	0·0000150	0·47	0·0000892	0·78	0·0002229
0·17	0·0000165	0·48	0·0000926	0·79	0·0002282
0·18	0·0000180	0·49	0·0000960	0·80	0·0002335
0·19	0·0000196	0·50	0·0000996	0·81	0·0002389
0·20	0·0000213	0·51	0·0001031	0·82	0·0002444
0·21	0·0000230	0·52	0·0001068	0·83	0·0002500
0·22	0·0000247	0·53	0·0001104	0·84	0·0002556
0·23	0·0000266	0·54	0·0001142	0·85	0·0002613
0·24	0·0000285	0·55	0·0001180	0·86	0·0002670
0·25	0·0000304	0·56	0·0001219	0·87	0·0002728
0·26	0·0000325	0·57	0·0001258	0·88	0·0002786
0·27	0·0000346	0·58	0·0001298	0·89	0·0002846
0·28	0·0000367	0·59	0·0001339	0·90	0·0002906
0·29	0·0000389	0·60	0·0001380	0·91	0·0002966
0·30	0·0000412	0·61	0·0061422	0·92	0·0003027
0·31	0·0000435	0·62	0·0001465	0·93	0·0003089

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·94	0·0003151	1·38	0·0006504	1·82	0·0011055
0·95	0·0003214	1·39	0·0006594	1·83	0·0011172
0·96	0·0003277	1·40	0·0006685	1·84	0·0011290
0·97	0·0003342	1·41	0·0006776	1·85	0·0011409
0·98	0 0003406	1·42	0·0006868	1·86	0·0011528
0·99	0·0003472	1·43	0·0006961	1·87	0·0011648
1 00	0·0003538	1 44	0·0007054	1·88	0·0011768
1·01	0·0003604	1·45	0·0007148	1·89	0·0011889
1·02	0·0003672	1·46	0·0007242	1·90	0·0012011
1·03	0·0003739	1·47	0·0007337	1·91	0·0012133
1·04	0·0003808	1 48	0 0007433	1·92	0·0012256
1·05	0·0003877	1·49	0·0007529	1·93	0·0012380
1·06	0·0003947	1·50	0·0007626	1·94	0·0012504
1·07	0·0004017	1·51	0·0007724	1·95	0·0012628
1·08	0·0004088	1·52	0·0007822	1·96	0·0012754
1·09	0·0004159	1·53	0·0007921	1·97	0·0012880
1·10	0·0004232	1·54	0·0008020	1·98	0·0013006
1·11	0·0004304	1·55	0·0008120	1·99	0·0013134
1·12	0·0004378	1·56	0·0008221	2·00	0·0013262
1·13	0·0004452	1·57	0·0008322	2·01	0·0013390
1·14	0·0004527	1·58	0·0008424	2·02	0·0013519
1·15	0·0004602	1·59	0·0008527	2·03	0 0013649
1·16	0·0004678	1·60	0·0008630	2·04	0·0013779
1·17	0·0004754	1·61	0 0008733	2·05	0·0013910
1·18	0·0004831	1·62	0·0008838	2·06	0·0014042
1·19	0·0004909	1·63	0·0008943	2·07	0·0014174
1·20	0·0004988	1·64	0·0009048	2·08	0·0014307
1·21	0·0005067	1·65	0 0009155	2·09	0·0014440
1·22	0·0005146	1·66	0·0009261	2·10	0·0014574
1·23	0·0005226	1·67	0·0009369	2·11	0·0014709
1·24	0·0005307	1·68	0·0009477	2·12	0·001 844
1·25	0·0005389	1·69	0·0009586	2·13	0·0014980
1·26	0·0005471	1·70	0·0009695	2·14	0·0015117
1·27	0·0005553	1 71	0·0009805	2·15	0·0015254
1·28	0·0005637	1·72	0·0009915	2·16	0·0015392
1·29	0·0005721	1·73	0·0010026	2·17	0·0015530
1·30	0·0005805	1·74	0·0010138	2·18	0·0015669
1·31	0·0005890	1·75	0·0010251	2·19	0·0015809
1·32	0·0005976	1·76	0·0010364	2·20	0·0015949
1·33	0·0006063	1·77	0·0010477	2·21	0·0016090
1·34	0·0006150	1·78	0·0010592	2·22	0·0016231
1·35	0·0006237	1·79	0·0010706	2·23	0·0016373
1·36	0·0006326	1·80	0·0010822	2·24	0·0016516
1·37	0·0006414	1·81	0·0010938	2·25	0·0016659

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
2·26	0·0016803	2·51	0·0020603	2·76	0·0024789
2·27	0·0016948	2·52	0·0020763	2·77	0·0024965
2·28	0·0017093	2·53	0·0020924	2·78	0·0025141
2·29	0·0017239	2·54	0·0021085	2·79	0·0025318
2·30	0·0017385	2·55	0·0021247	2·80	0·0025495
2·31	0·0017532	2·56	0·0021409	2·81	0·0025673
2·32	0·0017680	2·57	0·0021572	2·82	0·0025851
2·33	0 0017828	2·58	0·0021736	2·83	0·0026031
2·34	0·0017977	2·59	0·0021900	2.84	0·0026210
2·35	0·0018126	2·60	0·0022065	2·85	0·0026391
2·36	0·0018277	2·61	0·0022231	2·86	0·0026572
2·37	0·0018427	2·62	0·0022397	2·87	0·0026754
2·38	0·0018579	2·63	0·0022564	2·88	0·0026936
2·39	0·0018731	2·64	0·0022731	2·89	0·0027119
2·40	0·0018883	2·65	0·0022900	2·90	0·0027302
2·41	0·0019037	2·66	0·0023068	2·91	0·0027487
2·42	0·0019190	2·67	0·0023238	2·92	0·0027671
2·43	0·0019345	2·68	0·0023407	2·93	0·0027857
2·44	0·0019500	2·69	0·0023578	2·94	0·0028043
2·45	0·0019656	2·70	0·0023749	2·95	0·0028229
2·46	0·0019812	2·71	0·0023921	2·96	0·0028417
2·47	0·0019969	2·72	0·0024093	2·97	0·0028605
2·48	0·0020126	2·73	0·0024266	2·98	0·0028793
2·49	0·0020285	2·74	0·0024440	2·99	0·0028982
2·50	0·0020443	2·75	0·0024614	3·00	0·0029172

Leitung des Wassers in Röhren.

145.

Gefällverlust durch Reibung des Wasser an den Röhrenwänden.

Nennt man:

Ω den Querschnitt der Röhre;
C den Umfang der Röhre;
L die Länge der Röhre;
D den Durchmesser der Röhre;
u die Geschwindigkeit des Wassers in die Röhre;
$\alpha = 0{\cdot}00001733$, $\beta = 0{\cdot}0003483$ } zwei Coefficienten zur Berechnung der Reibung;
z die Höhe der Wassersäule, deren Gewicht im Stande ist, den Reibungswiderstand des Wassers an der Röhrenwand zu überwinden, so ist:

a) Für Röhren von irgend einer Querschnittsform:

$$z = L \cdot \frac{C}{\Omega} (\alpha u + \beta u^2).$$

b) Für runde Röhren:

$$z = \frac{4 L}{D} (\alpha u + \beta u^2).$$

Die folgende Tabelle gibt für verschiedene Werthe von u die entsprechenden Werthe von $\alpha u + \beta u^2$.

Tabelle zur Berechnung der Reibung des Wassers an den Röhrenwänden.

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$a u + \beta n^2$
0·01	0·0000002	0·30	0·0000365	0·59	0·0001315
0·02	0·0000005	0·31	0·0000388	0·60	0·0001358
0·03	0·0000008	0·32	0·0000412	0·61	0·0001402
0·04	0·0000013	0·33	0·0000436	0·62	0·0001446
0·05	0 0000017	0·34	0·0000462	0·63	0·0001491
0·06	0·0000023	0·35	0·0000487	0·64	0·0001537
0·07	0·0000029	0·36	0·0000514	0·65	0·0001584
0·08	0·0000036	0·37	0 0000541	0·66	0·0001631
0·09	0·0000044	0·38	0·0000569	0·67	0·0001679
0·10	0·0000052	0·39	0·0000597	0·68	0·0001728
0·11	0·0000061	0·40	0·0000627	0·69	0·0001778
0·12	0·0000071	ö·41	0·0000656	0·70	0·0001828
0·13	0·0000081	0·42	0·0000687	0·71	0·0001879
0·14	0·0000093	0 43	0·0000718	0·72	0·0001930
0·15	0·0000104	0·44	0·0000750	0·73	0·0001982
0·16	0·0000117	0·45	0·0000783	0·74	0·0002035
0·17	0·0000130	0·46	0·0000817	0·75	0·0002089
0·18	0·0000144	0·47	0·0000851	0·76	0·0002143
0·19	0·0000159	0·48	0·0000886	0·77	0·0002198
0·20	0·0000174	0·49	0·0000921	0·78	0·0002254
0·21	0·0000190	0·50	0·0000957	0·79	0·0002310
0·22	0·0000207	0·51	0·0000994	0·80	0·0002368
0·23	0·0000224	0·52	0·0001032	0·81	0·0002425
0·24	0·0000242	0·53	0·0001070	0·82	0·0002484
0·25	0·0000261	0·54	0·0001109	0·83	0·0002543
0·26	0·0000280	0·55	0·0001149	0·84	0·0002603
0·27	0·0000301	0·56	0·0001189	0·85	0·0002663
0·28	0·0000322	0·57	0·0001230	0·86	0·0002725
0·29	0·0000343	0·58	0·0001272	0·87	0·0002787

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta a^2$
0·88	0·0002849	1·32	0·0006297	1·76	0·0011093
0·89	0·0002913	1·33	0·0006391	1·77	0·0011217
0·90	0·0002977	1·34	0·0006486	1·78	0·0011343
0·91	0·0003042	1·35	0·0006581	1·79	0·0011469
0·92	0·0003107	1·36	0·0006677	1·80	0·0011596
0·93	0·0003173	1·37	0·0006774	1·81	0·0011723
0·94	0·0003240	1·38	0·0006871	1·82	0·0011851
0·95	0·0003308	1·39	0·0006970	1·83	0·0011980
0·96	0·0003376	1·40	0·0007069	1·84	0·0012110
0·97	0·0003445	1·41	0·0007168	1·85	0·0012240
0·98	0·0003515	1·42	0·0007268	1·86	0·0012371
0·99	0·0003585	1·43	0·0007369	1·87	0·0012502
1·00	0·0003656	1·44	0·0007471	1·88	0·0012635
1·01	0·0003728	1·45	0·0007573	1·89	0·0012768
1·02	0·0003800	1·46	0·0007677	1 90	0·0012901
1·03	0·0003873	1·47	0·0007780	1·91	0·0013036
1·04	0·0003947	1·48	0·0007885	1·92	0·0013171
1·05	0·0004022	1·49	0·0007990	1 93	0·0013307
1·06	0·0004097	1·50	0·0008096	1·94	0·0013443
1·07	0·0004173	1·51	0·0008202	1·95	0·0013581
1·08	0·0004249	1·52	0·0008310	1·96	0·0013718
1·09	0.0004327	1·53	0·0008418	1·97	0·0013857
1·10	0·0004405	1·54	0·0008526	1·98	0·0013996
1·11	0·0004483	1·55	0·0008636	1·99	0·0014136
1·12	0·0004563	1·56	0·0008746	1·00	0·0014277
1·13	0·0004643	1·57	0·0008856	2·01	0·0014418
1·14	0·0004724	1·58	0·0008968	2·02	0·0014560
1·15	0·0004805	1·59	0·0009080	2·03	0·0014703
1·16	0·0004887	1·60	0·0009193	2·04	0·0014847
1·17	0·0004970	1·61	0·0009306	2·05	0·0014991
1·18	0·0005054	1·62	0·0009420	2·06	0·0015136
1·19	0·0005138	1·63	0·0009535	2·07	0 0015281
1·20	0·0005223	1·64	0·0009651	2·08	0·0015428
1·21	0·0005309	1·65	0·0009767	2·09	0·0015575
1·22	0·0005395	1.66	0·0009884	2·10	0·0015722
1·23	0·0005482	1·67	0·0010002	2·11	0·0015871
1·24	0·0005570	1·78	0·0010120	2·12	0·0016020
1·25	0·0005658	1·69	0·0010240	2·13	0·0016169
1·26	0·0005747	1·70	0·0010359	2·14	0·0016320
1·27	0·0005837	1·71	0·0010480	2·15	0·0016471
1·28	0·0005928	1·72	0·0010601	2·16	0·0016623
1·29	0·0006019	1·73	0·0010723	2·17	0·0016775
1·30	0·0006111	1·74	0·0010845	2·18	0·0016928
1·31	0·0006204	1·75	0·0010969	2·19	0·0017082

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
2·20	0·0017237	2·47	0·0021675	2·74	0·0026621
2·21	0·0017392	2·48	0·0021849	2·75	0·0026814
2·22	0·0017548	2·49	0·0022024	2·76	0·0027007
2·23	0·0017705	2·50	0·0022199	2·77	0·0027202
2·24	0·0017862	2·51	0·0022376	2·78	0·0027397
2·25	0·0018021	2·52	0·0022553	2·79	0·0027592
2·26	0·0018179	2·53	0·0022730	2·80	0·0027789
2·27	0·0018339	2·54	0·0022908	2·81	0·0027986
2·28	0·0018499	2·55	0·0023087	2·82	0·0028184
2·29	0·0018660	2·56	0·0023267	2·83	0·0028382
2·30	0·0018822	2·57	0·0023448	2·84	0·0028581
2·31	0·0018984	2·58	0·0023629	2·85	0·0028781
2·32	0·0019147	2·59	0·0023810	2·86	0·0028982
2·33	0·0019310	2·60	0·0023993	2·87	0·0029183
2·34	0·0019475	2·61	0·0024176	2·88	0·0029385
2·35	0·0019640	2·62	0·0024360	2·89	0·0029588
2·36	0·0019806	2·63	0·0024545	2·90	0·0029791
2·37	0·0019972	2·64	0·0024730	2·91	0·0029995
2·38	0·0020139	2·65	0·0024916	2·92	0·0030200
2·39	0·0020307	2·66	0·0025102	2·93	0·0030405
2·40	0·0020476	2·67	0·0025290	2·94	0·0030612
2·41	0·0020645	2·68	0·0025478	2·95	0·0030819
2·42	0·0020815	2·69	0·0025667	2·96	0·0031026
2·43	0·0020985	2·70	0·0025856	2·97	0·0031234
2·44	0·0021157	2·71	0·0026046	2·98	0·0031443
2·45	0·0021329	2·72	0·0026237	2·99	0·0031653
2·46	0·0021502	2·73	0·0026429	3·00	0·0031863

146.

Gefällverlust durch Krümmungen.

Nennt man:

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;
r den Radius der Krümmung;
s die Bogenlänge des gekrümmten Theils;
z den Gefällsverlust wegen dieser Krümmung;

so ist:

$$z = \frac{u^2}{2g}\left(0{\cdot}0039 + 0{\cdot}0186\,r\right)\frac{s}{r^4}$$

147.

Gefällverluste durch Verengungen.

a) Eine Verengung, wie Fig. 139 zeigt, verursacht einen Gefällverlust

$$z = \frac{u^2}{2g}\left[\frac{\Omega}{\Omega_1 k_1} - 1\right]^2$$

wobei:
u die Geschwindigkeit im Querschnitt Ω;
Ω den Querschnitt der Röhre;
Ω_1 den Querschnitt der Oeffnung;
k_1 den Contraktions-Coeffizienten bezeichnet.

b) Eine Verengung, wie Fig. 140 zeigt, verursacht einen Gefällverlust

$$z = \frac{u^2}{2g}\left\{\left(\frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2\left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2\right\}$$

wobei
u die Geschwindigkeit im Querschnitt Ω;
Ω der Querschnitt der ersten Röhre;
Ω_1 Ω_2 die Querschnitte der beiden folgenden Röhrenstücke;
k_1 den Contraktions-Coeffizienten für den Uebergang aus Ω in Ω_1 bezeichnet.

c) Eine Röhrenverbindung, wie Fig. 141 zeigt, verursacht einen Gefällverlust

$$z = \frac{u^2}{2g}\left\{\left(1 - \frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2\left(\frac{1}{k_2} - 1\right)^2\right\}$$

wobei Ω Ω_1 Ω_2 die Querschnitte der drei Röhrenstücke,
u die Geschwindigkeit des Wassers im Querschnitt Ω;
k_2 den Contraktions-Coeffizienten für den Uebergang aus Ω_1 in Ω_2 bezeichnet.

148.

Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus einer Röhrenleitung.

a) Allgemeines Verfahren.

Nennt man:
H das totale Gefälle, d. h. die Höhe des Wasserspiegels im oberen Reservoir über dem Mittelpunkt der Ausflussöffnung;

S die Summe der Gefällverluste, welche durch Reibung, durch Krümmungen, durch Verengungen etc. entstehen;
h die Geschwindigkeitshöhe, welche der zu berechnenden Ausflussgeschwindigkeit entspricht;
so ist

$$H = S + h.$$

Die Summe S muss in jedem besonderen Falle je nach der Einrichtung der Leitung vermittelst N° 145, 146, 147 ausgedrückt werden, und dann kann man aus dieser Gleichung die Ausflussgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h}$, welche der Höhe h entspricht, berechnen.

b) Wenn in der Röhrenleitung weder Krümmungen noch Verengungen vorkommen, oder wenn man den Einfluss derselben vernachlässigt und nur allein den Reibungswiderstand berücksichtiget, so ist für eine durchaus gleich weite unter ganz offener Röhre

$$u = -\frac{0{\cdot}002804\ L\ g}{L + 37{\cdot}2\ D} + \sqrt{\left\{\frac{74{\cdot}405\ H\ D\ g}{L + 37{\cdot}2\ D} + \left(\frac{0{\cdot}002804\ L\ g}{L + 37{\cdot}2\ D}\right)^2\right\}}$$

wobei
L die Länge der Röhrenleitung;
D den Durchmesser derselben;
H das totale Gefälle;
u die Ausflussgeschwindigkeit;
$g = 9{\cdot}808$ bedeutet.

Wenn die Röhre so lang ist, dass 37·2 D gegen L vernachlässigt werden darf, hat man

$$u = -\,0{\cdot}002804\ g + 8{\cdot}626\ \sqrt{\frac{g\ H\ D}{L}}$$

Wenn die Geschwindigkeit u grösser als $0{\cdot}6^m$ ist, darf man nehmen:

$$u = 8{\cdot}427\ \sqrt{\frac{g\ H\ D}{L + 35{\cdot}5\ D}}$$

149.

Gefällshöhe, welche vorhanden sein muss, wenn eine Röhrenleitung von gegebener Länge L und Weite D eine bestimmte Wassermenge Q Kubikmet. pr 1″ liefern soll.

Man berechne zuerst u vermittelst

$$u = \frac{Q}{\frac{1}{4} D^2 \pi}$$

und dann findet man die Gefällshöhe H aus folgender Gleichung:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{4L}{D} (\alpha u + \beta u^2)$$

wobei $\alpha = 0{\cdot}00001733$, $\beta = 0{\cdot}0003483$.

150.

Durchmesser, welchen eine Röhrenleitung erhalten muss, die mit einem gegebenen Gefälle in jeder Secunde eine bestimmte Wassermenge Q Kubikmet. liefern soll.

Man findet diesen Durchmesser annähernd durch folgenden Ausdruck:

$$D = 0{\cdot}2955 \sqrt[5]{\frac{L Q^2}{H}}$$

Genauer findet man diesen Durchmesser mittelst folgender Gleichungen:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{4L}{D} (\alpha u + \beta u^2)$$

$$Q = \frac{1}{4} D^2 \pi u$$

und zwar auf folgende Art. — Man nimmt versuchsweise für u mehrere Werthe an, berechnet die diesen Annahmen entsprechenden Werthe von D vermittelst

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}}$$

und substituirt sodann je zwei zusammengehörige Werthe von u und D in die Gleichung für H. Diejenigen Werthe von u und D, welche dieser Gleichung genügen, sind dann die zu suchenden Grössen. Diese Rechnung macht wenig Mühe, wenn man $\alpha u + \beta u^2$ aus Tabelle N° 145 nimmt.

151.

Durchmesser, welchen eine Röhrenleitung erhalten muss, die eine gegebene Wassermenge liefern soll, wenn der Gefällverlust einen bestimmten aliquoten Theil des totalen Gefälles betragen darf.

Es sei:

p das Verhältniss zwischen dem Gefällsverlust, welcher gestattet ist, und dem totalen Gefälle;

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;

L, D, α, β, H wie in den vorhergehenden Nummern;

dann hat man zur Bestimmung von D die Gleichungen:

$$4 \frac{L}{D} (\alpha u + \beta u^2) = p H$$

$$\frac{1}{4} D^2 \pi u = Q$$

aus welchen D und u am leichtesten bestimmt werden, indem man für u mehrere passende Annahmen macht; hierauf den entprechenden Werth von D vermittelst

$$D = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi u}}$$

berechnet, sodann je zwei zusammengehörige Werthe von u und D in die Gleichung für p substituirt, und zuletzt diejenigen Werthe von u und D nimmt, welche jener Gleichung genügen.

Annähernd findet man diesen Durchmesser durch folgenden Ausdruck:

$$D = 0{\cdot}2955 \sqrt[5]{\frac{L Q^2}{p H}}$$

152.

Grösste Wasserkraft, welche durch eine Röhrenleitung von gegebenen Abmessungen erhalten werden kann.

Man berechne zuerst die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre, vermittelst des Ausdruckes:

$$u = - 0{\cdot}0195 + \sqrt{0{\cdot}000378 + 239 \frac{H D}{L}}$$

und dann findet man das in Kilgm. ausgedrückte Maximum der Wasserkraft durch

$$1000 \cdot \frac{D^2 \pi}{4} u \frac{u^2}{2g}$$

Gleichgewicht und Bewegung der Luft und der Gase.

153.

Dichte der Gase.

Das Gewicht von einem Kubikmeter eines Gases bei 0° Temperatur (nach 100theiligem Thermometer) und unter dem mittleren Luftdruck (der einer Quecksilbersäule von 0·76^m Höhe das Gleichgewicht hält) ist das Maass seiner Dichte.

154.

Dichte verschiedener Gase bei 0° Temperatur und 0·76^m Druck.

	Gewicht von 1 Kubm.
Atmosphärische Luft	1·299 Klg.
Sauerstoffgas	1·432 „
Wasserstoffgas	0·089 „
Stickstoffgas	1·267 „
Kohlenoxydgas	1·261 „
Kohlensäuregas	1·981 „
Sumpfgas	0·700 „
Oehlbildendes Gas	1·981 „

155.

Gewicht von einem Kubikmeter Gas bei irgend einer Temperatur und unter irgend einer Pressung.

Nennt man:

γ_0 das Gewicht von einem Kubm. des Gases bei 0° Temperatur und unter dem mittleren atmosphärischen Druck;

p den Druck in Kilg., welchen das Gas, dessen Gewicht bestimmt werden soll, auf 1 Quadratmet. ausübt.

t die Temperatur des Gases, (hunderttheiliges Thermometer);
γ das Gewicht von 1 Kubikm. Gas bei t° Temperatur und unter dem Druck p,
so ist:

$$\gamma = \gamma_0 \frac{p}{10330} \frac{1}{1 + 0{\cdot}00375\ t}$$

Für trockene atmosphärische Luft ist:

$$\gamma = \frac{p}{7955} \frac{1}{1 + 0{\cdot}00375\ t}$$

156.

Tabelle der Gewichte von 1 Kubikmet. atmosphärischer Luft bei verschiedenen Temperaturen und unter dem atmosphärischen Luftdruck.

Temperatur.	Gewicht von 1 Kubikm.	Temperatur.	Gewicht von 1 Kubikm.
Grad.	Klg.	Grad.	Klg.
0	1·299	150	0·831
5	1·275	200	0·741
10	1·252	250	0·670
20	1·208	300	0·611
40	1·129	350	0·562
60	1·060	400	0·519
80	1·000	450	0·483
100	0·945	500	0·445

157.

Ausströmung von Luft oder Gas aus einem Gefäss durch eine Oeffnung in einer dünnen Wand.

Es sei:
P die Pressung im Innern des Gefässes auf 1 Quadratmet.;
p die Pressung ausserhalb des Gefässes auf 1 Quadratmet.;
γ_0 das Gewicht von 1 Kubikmet. des Gases bei 0° Temperatur und unter dem mittleren Luftdruck;

t die Temperatur des Gases im Gefässe;

$$m = \frac{10330}{\gamma_0}(1 + 0{\cdot}00375\,t);$$

u die Ausströmungsgeschwindigkeit in Metres;

Ω der Querschnitt der Oeffnung;

Q die Luftmenge in Kilg., welche pr 1″ ausströmt;

k der Contraktionscoeffizient für dünne Wände gleich 0·61 bis 0·62.

Dies vorausgesetzt ist:

$$u = \sqrt{2\,g\,m \times 2{\cdot}303\ \text{log. vul.}\left(\frac{P}{p}\right)}$$

$$Q = k\,u\,\Omega \cdot \frac{p}{m}$$

Für atmosphärische Luft von 10° Temperatur ist:

$$m = 8252$$

und dann wird

$$u = 610\sqrt{\text{log. vulg.}\left(\frac{P}{p}\right)}$$

Die Resultate dieser Formel enthält folgende Tabelle:

$\frac{P}{p}$ Verhältniss zwischen dem innern und äussern Druck.	u Austritts-Geschwindigkeit.	$\frac{P}{p}$ Verhältniss zwischen dem innern und äussern Druck.	u Austritts-Geschwindigkeit.
	Metres.		Metres.
1·01	40	1·20	172
1·02	56	1·40	236
1·03	69	1·60	278
1·04	79	1·80	310
1·05	89	2·00	334
1·06	97	2·50	386
1·07	105	3·00	423
1·08	111	3·50	428
1·09	118	4·00	472
1·10	124	4·50	492

158.

Ausströmung von Luft oder Gas aus einer langen Röhrenleitung.

Wenn die Austrittsöffnung am Ende einer langen Röhrenleitung angebracht ist, muss die Reibung der Luft oder des Gases an der Röhrenwand berücksichtigt werden, und dann hat man:

$$u = V\left\{\frac{2\,g\,m\,\text{log. nat.}\left(\frac{P}{p}\right)}{1 + k^2\left[\frac{d^4}{D^4}\left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + 8\,\alpha\,L\,\frac{d^4}{D^5}\right]}\right\}$$

wobei

D der Durchmesser der Röhre;

d der Durchmesser der Austrittsöffnung;

L die Länge der Röhre;

$m = \frac{10330}{\gamma_0}(1 + 0{\cdot}00375\,t)$;

$\alpha = 0{\cdot}00315$;

k der Contraktions-Coeffizient für den Eintritt der Luft in die Röhrenleitung;

k_1 der Contraktions-Coeffizient für die Austrittsöffnung;

P die Pressung am Anfange der Röhrenleitung oder im Gefäss;

p die Pressung, welche in dem Raum herrscht, nach welchem die Luft entweicht;

u die Austrittsgeschwindigkeit.

159.

Austrittsgeschwindigkeit, wenn die Pressung in irgend einem Punkt der Röhrenleitung beobachtet worden ist.

Es sei $\mathfrak{P}$ die Pressung, welche in einem Punkt beobachtet wurde, welcher von der Austrittsöffnung um l entfernt ist. Alle in vorhergehender Nummer gewählten Zeichen beibehaltend, hat man in dem vorliegenden Fall

$$u = V\left\{\frac{2\,g\,m\,\text{log. nat.}\left(\frac{\mathfrak{P}}{p}\right)}{1 + 8\,\alpha\,l\,\frac{d^4}{D^5}\,k^2}\right\}$$

160.

Bestimmung der Pressung $\mathfrak{P}$, welche in einer Entfernung l von der Austrittsöffnung statt findet.

Werden alle in den beiden vorhergehenden Nummern angenommenen Bezeichnungen beibehalten, so hat man zur Bestimmung von $\mathfrak{P}$ folgenden Ausdruck:

$$\text{log. nat.}\left(\frac{P}{p}\right) = \text{log. nat.}\left(\frac{\mathfrak{P}}{p}\right)\frac{1 + 8\,\alpha\,k^2\,\frac{l\,d^4}{D^5}}{1 + k^2\,\frac{d^4}{D^4}\left[\left(\frac{1}{k_1}-1\right)^2 + \frac{8\,\alpha\,L}{D}\right]}$$

161.

Tabelle der Ausflusscoefficienten k.

Höhe der drückenden Wassersäule in Metres.	Ausflusscoefficient k.		
	Für Oeffnungen in dünnen Platten.	Für conische Ansatzröhren; Neigung etwa 3°	Für cylindrische Ansätze.
0·016	0·615	0·905	0·776
0·033	0·610	0·897	
0·065	0·604	0·888	
0·097	0·599	0·880	
0·130	0·595	0·874	
0·162	0·591	0 869	0·746
0·195	0·588	0·865	
0·227	0·585	0·859	
0·260	0·582	0·855	
0·292	0·579	0·851	
0·325	0·577	0·847	0·728
0·487	0·565	0·831	
0·650	0·556	0·817	0·702
0·814	0·548	0·805	
0·975	0·540	0·794	0·682
1·140	0·534	0·784	
1·300	0·527	0·775	0·665
1·625	0·515	0·757	0·650
1·950	0·505	0·742	0·637
2·275	0·495	0·728	0·625

Sechster Abschnitt.

Wasserräder.

162.

Bezeichnungen.

In den folgenden Resultaten für die Berechnung und Construction der Wasserräder, haben die verschiedenen Bezeichnungen folgende Bedeutung:

H das Gefäll, d. h. der Vertikalabstand des Wasserspiegels im Zuflusskanal über dem Wasserspiegel im Abflusskanal;

Q der Wasserzufluss in Kubik-Metres per 1 Sekunde;

$E_a = 1000\ Q\ H$ der in Kilgm. ausgedrückte absolute Effect der Wasserkraft;

$N_a = \frac{E_a}{75}$ der in Pferdekräften ausgedrückte absolute Effect der Wasserkraft;

E_n N_n der in Kilgm. und der in Pferdekräften ausgedrückte Nutzeffect des Wasserrades;

R Halbmesser des Rades;

a Tiefe des Rades, d. h. die Differenz zwischen dem äussern und innern Halbmesser des Rades;

b die Breite des Rades, d. h. die mit der Axe des Rades parallele Dimension der Schaufeln oder Zellen;

c die Länge 1 a (Fig. 147) des äusseren Theiles einer Schaufel oder Zellenwand. Für ein Rad mit geraden radial gestellten Schaufeln ist $c = o$ zu setzen. Wenn das Rad gerade aber schief gestellte Schaufeln hat, bedeutet c die ganze Länge der Schaufel. Wenn die Schaufel oder die Zelle gekrümmt ist, kann man (zur Effect-

berechnung) eine ebenflächige Form substituiren, welche mit der krummflächigen möglichst nahe übereinstimmt, und dann bedeutet

c die Länge des äusseren Theiles der ebenflächigen Form;

β Winkel, unter welchem der äussere Theil einer Zelle oder Schaufel den Umfang des Rades durchschneidet;

e Entfernung zweier Schaufeln oder Zellen;

$i = \frac{2 R \pi}{e}$ Anzahl der Schaufeln oder Zellen;

v Umfangsgeschwindigkeit des Rades;

V Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Umfang des Rades erreicht. Für das unterschlächtige und für das Poncelet-Rad ist zu setzen:

$$V = \sqrt{2 g H}.$$

Für die übrigen Räder ist für V die Geschwindigkeit zu nehmen, welche der Tiefe des Durchschnittspunktes der unteren Begränzungsfläche des Strahles mit dem Radumfang unter der Oberfläche des Wassers im Zuflusskanal entspricht;

δ Winkel, den die Richtung von V mit dem Umfang des Rades bildet;

γ Winkel, den der nach den Eintrittspunkt gezogene Radius mit dem vertikal abwärts gerichteten Radius bildet; wobei unter Eintrittspunkt derjenige Punkt verstanden wird, in welchem die untere Begränzungsfläche des Strahles den Umfang des Rades durchschneidet;

ε bedeutet bei Rädern mit Gerinne den Spielraum zwischen den äussern Schaufelkanten und dem Radgerinne;

h bedeutet: 1) bei den Rädern mit Gerinne die Höhe des Wasserstandes in der untersten Zelle, über dem Wasserstand im Abflusskanal; 2) bei dem oberschlächtigen Rade das Freihängen, d. h. die Höhe des untersten Punktes des Radumfanges über dem Spiegel des Unterwassers;

$m = \frac{Q}{a b v}$ der Füllungscoefficient, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen der Wassermenge Q, die per 1″ dem Rade zufliesst und dem Volumen der Zellenräume, welche diese Wassermenge aufzunehmen haben;

f der Reibungscoefficient für die Zapfenreibung;

s die Höhe, in der sich unmittelbar nach beendigter Füllung der Schwerpunkt der Wassermasse über dem Punkt a (Fig. 147) der Zelle befindet;

S bedeutet bei Rädern mit Gerinnen die Summe der Bögen, längs welchen das in den Zellen enthaltene Wasser den Gerinnboden berührt;

g = 9·808 Metres.

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades.

163.

Wahl der Maschine.

Wenn eine Einrichtung zum Betrieb eines Werkes durch Wasserkraft angegeben werden soll, muss vor allem Andern bestimmt werden, was für eine Kraftmaschine unter gegebenem Umstande am Besten dem Zweck entspricht. Vorausgesetzt, dass nur allein die Grösse des Baukapitals, welches für ein Unternehmen verwendet werden darf oder kann und die Grösse so wie Beschaffenheit der disponibeln Wasserkraft zu berücksichtigen sind, wird man in den meisten Fällen eine zweckmässige Maschine wählen, wenn man sich an nachstehende Vorschrift hält. Jn derselben bedeutet der Kürze wegen:

K das Baukapital, welches verwendet werden kann oder verwendet werden darf;

H und Q das Gefälle und den Wasserzufluss per 1″;

$N_a > N_n$ es sei die disponible Kraft bedeutend, (z. B. zweimal) so gross als der zum Betrieb erforderliche Nutzeffect,

$N_a = N_n$ es sei die disponible Kraft nur bei sehr vortheilhafter Benutzung zum Betrieb der Maschinen hinreichend.

Ist		so soll gewählt werden		
das Gefälle H und die Wassermenge Q		ein hölzernes Wasserrad.	ein eisernes Wasserrad.	eine Turbine.
nicht über 2^m	wie immer	wenn K klein	1) wenn K gross, H u. Q constant, $N_a > N_n$ 2) wenn K gross, H u. Q veränderlich	wenn K gross, H u. Q constant, $N_a = N_n$
zwischen 2^m und 6^m	nicht grösser als $0{\cdot}2^{kbm}$	wenn K klein	wenn K gross	niemals
zwischen 2^m und 6^m	grösser als $0{\cdot}3^{kbm}$	wenn K klein und $N_a = N_n$	wenn K gross und $N_a = N_n$	wenn K gross und $N_a > N_n$
oder				
zwischen 6^m und 12^m	wie immer			
grösser als 12^m	wie immer	niemals	niemals	jederzeit

164.

Wahl des Rades.

Wenn man sich für den Bau eines Wasserrades entschieden hat, ist dann weiter die Frage zu beantworten, welche von allen Anordnungen von Wasserrädern in dem gegebenen Falle die zweckmässigste sei? Diese Frage kann mit Zuverlässigkeit und ohne Schwierigkeit vermittelst der Fig. 142, Tafel XVI beantwortet werden. In dieser Figur bedeutet: die obere horizontale Zahlenreihe die in Metres ausgedrückten Gefälle; die vertikale Zahlenreihe (linker Hand) die in Kubik-Metres ausgedrückten Wassermengen, welche per 1″ den Rädern zufliessen. Die verschiedenen geraden und krummen Linien innerhalb der Grenzen der ganzen Figur bestimmen die Grenzen der Anwendbarkeit der verschiedenen Arten von Rädern. Die Linie A B bestimmt die grösste Wasserkraft, welche noch durch ein einziges Wasserrad nutzbar gemacht werden kann.

Um vermittelst dieser Figur zu entscheiden, was für ein Rad gewählt werden soll, sucht man vermittelst der horizontalen Zahlenreihe die Vertikallinie auf, welche dem gegebenen Gefälle entspricht; ferner vermittelst der vertikalen Zahlenreihe die Horizontallinie, welche mit der gegebenen Wassermenge übereinstimmt. Der Punkt, in welchem sich diese zwei Linien schneiden, liegt dann in dem Wasserkraft-Gebiet des zu wählenden Rades. Ist z. B. das gegebene Gefäll 3^m und die Wassermenge 1·5 Kubik-Metres, so führen diese Daten auf ein Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf.

165.

Nutzeffect der Wasserräder.

Es ist für viele Zwecke ganz genügend, den Nutzeffect eines Wasserrades schätzungsweise zu bestimmen; dies ist insbesondere der Fall, wenn die Dimensionen eines zu erbauenden Rades bestimmt werden sollen.

Wenn die Constructionsverhältnisse, die Füllungen und die Geschwindigkeiten nicht zu weit von denjenigen abweichen, welche bei gut angeordneten Wasserrädern getroffen werden, darf man für das Verhältniss zwischen dem Nutzeffect und dem absoluten Effect folgende Werthe annehmen:

Unterschlächtiges Rad	0·30 bis 0·35
Kropfrad	0·40 „ 0·50

Poncelet-Rad	0·60 bis 0·65
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf .	0·60 „ 0·65
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf .	0·65 „ 0·70
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	0·60 „ 0·70
Oberschlächtiges Rad für kleine Gefälle von 3 bis 5m	0·50 „ 0·60
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle über 5m	0·60 „ 0·75

166.

Wassermenge.

Wenn die Wassermenge, welche per Sekunde auf das Rad wirken soll, nicht unmittelbar gegeben ist, so muss dieselbe aus dem Nutzeffect, den das Rad entwicklen soll, und aus dem Gefälle berechnet werden. Vermittelst der in voriger Nummer angegebenen Leistungen der Wasserräder findet man für die Wassermenge Q, welche per Sekunde den Rädern zugeleitet werden muss, um einen Nutzeffect von N_n Pferdekräfte à 75 Klgm. zu erhalten, folgende Werthe:

Unterschlächtiges Rad	$Q = 0{\cdot}21 \frac{N_n}{H}$ bis $0{\cdot}25 \frac{N_n}{H}$
Kropfrad	$Q = 0{\cdot}175 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}187 \frac{N_n}{H}$
Poncelet-Rad	$Q = 0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf . . .	$Q = 0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf . . .	$Q = 0{\cdot}105 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle bis zu 5m	$Q = 0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}150 \frac{N_n}{H}$
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle über 5m	$Q = 0{\cdot}100 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$

167.

Umfangsgeschwindigkeit der Räder v.

Die Wasserräder geben einen befriedigenden Nutzeffect, und fallen nicht zu gross aus, wenn die Umfangsgeschwindigkeiten derselben genau, oder ungefähr folgende Werthe haben:

	Umfangsgeschwindigkeit.
Unterschlächtiges Rad	$v = 0{\cdot}4\sqrt{2\,g\,H}$
Kropfrad	$v = 2^m$
Poncelet-Rad	$v = 0{\cdot}55\sqrt{2\,g\,H}$
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	$v = 1{\cdot}4$
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	$v = 1{\cdot}6$
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf .	$v = 1{\cdot}5$
Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle . . .	$v = 1{\cdot}3$ bis $1{\cdot}5$
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle . . .	$v = 1{\cdot}5$.

168.

Halbmesser der Räder R.

Die Wasserräder geben einen guten Effect und werden nicht zu kostspielig, wenn die Halbmesser nach folgenden Regeln genommen werden:

Für das unterschlächtige Rad je nachdem die Localverhältnisse sind $R = 2^m, 3^m$ bis $3{\cdot}5^m$

Für das Kropfrad . . . . . $R = 1{\cdot}5\,H$ bis $2{\cdot}5\,H$

Für das Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf . $R = 1{\cdot}25\,H$ bis $1{\cdot}5\,H$

Für das Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf . $R =$ ungefähr H

Für das rückschlächtige Zellenrad mit Coulissen-Einlauf . . . . . $R = \frac{2}{3}\,H$

Für das oberschlächtige Rad . . . . . $R = \frac{1}{2}\left(H - \frac{V^2}{2g}\right)$

In der Regel ist $V = 2\,v$ zu nehmen und dann wird . . . . . $R = \frac{1}{2}\left(H - 4\cdot\frac{v^2}{2g}\right)$

Für das Poncelet-Rad . . . . . $R = 2\,H$.

169.

Füllung der Räder m.

Das Maas der Füllung eines Rades ist das Verhältniss zwischen dem Volumen der Wassermasse, welche ein Schaufel- oder Zellenraum aufzunehmen hat, und dem Volumen eines solchen Raumes. Es ist:

$$m = \frac{Q}{a\ b\ v}.$$

Die Füllung darf für die Schaufelräder nicht grösser als $\frac{1}{2}$ und für die Zellenräder nicht grösser als $\frac{1}{3}$ fein. Man hat daher:

Für Schaufelräder:

$$m = \frac{Q}{a\ b\ v} \text{ ungefähr } = \frac{1}{2}$$

Für Zellenräder:

$$m = \frac{Q}{a\ b\ v} = \frac{1}{5}, \frac{1}{4}, \text{ bis } \frac{1}{3}.$$

170.

Wassermenge, welche ein Schaufel- oder ein Zellenraum aufzunehmen hat.

Ist der Füllungs-Coefficient bekannt, so findet man die Wassermenge in Kubikmeter, welche ein Schaufel- oder ein Zellenraum aufzunehmen hat, wenn man diesen Raum mit dem Füllungs-Coefficienten multiplicirt.

Auch ist die Wassermenge eines Schaufel- oder Zellenraumes gleich

$$Q\,\frac{e}{v}.$$

171.

Verhältniss zwischen Breite b und Tiefe a der Räder.

Durch Vergleichung einer grösseren Anzahl von ausgeführten Rädern habe ich gefunden, dass man mit der Erfahrung übereinstimmende Verhältnisse findet, wenn man nimmt:

Für Schaufelräder:

$$\frac{b}{a} = 1{\cdot}75 \sqrt[3]{N_a} .$$

Für Kübelräder:

$$\frac{b}{a} = 2{\cdot}25 \sqrt[3]{N_a} .$$

Von diesen Regeln macht des Poncelet-Rad eine Ausnahme.

172.

Bestimmung der Breite b und Tiefe a der Räder.

Hat man, nach den im Vorhergehenden angegebenen Regeln, m, v, $\frac{b}{a}$ bestimmt, so findet man durch folgende Formeln die Breite und Tiefe irgend eines Rades von älterer Construction:

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m\,v}\,\frac{b}{a}}$$

$$a = \frac{b}{\frac{b}{a}} .$$

173.

Anzahl der Radarme.

Die Anzahl der Arme eines Armsystems ist gleich derjenigen ganzen Zahl, welche dem Werthe

$$2\,(1 + R)$$

am nächsten liegt.

174.

Anzahl der Schaufeln oder der Zellen.

Die Anzahl der Schaufeln oder der Zellen wird durch diejenige ganze Zahl bestimmt, welche dem Werthe

$$\frac{2\,R\,\pi}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7\,a}$$

am nächsten liegt, und die durch die Anzahl der Arme eines Armsystems theilbar ist.

175.

Schaufel- und Zellentheilung.

Diese wird gefunden, wenn man den Umfang $2\,R\,\pi$ des Rades durch die Anzahl der Schaufeln oder Zellen dividirt.

176.

Spielraum des Rades im Gerinne.

Bei den Rädern, welche Gerinne haben, richtet sich der Spielraum zwischen dem Rade und dem Gerinne, nach dem Material, aus welchem beide hergestellt werden, und nach der Genauigkeit der Ausführung.

Für genau gebaute hölzerne Räder ist dieser Spielraum $0{\cdot}02^m$ bis $0{\cdot}025^m$, für eiserne Räder $0{\cdot}015^m$ bis $0{\cdot}02^m$ zu nehmen.

Verzeichnung der Räder.

Für die Verzeichnung der Räder werden die folgenden Andeutungen in Verbindung mit den Figuren Tafel XV und XVI genügen.

177.

Verzeichnung des unterschlächtigen Rades. Fig. (143) Tafel XVI.

O Mittelpunkt des Rades. — C der tiefste Punkt des Rades. — B C D bogenförmiger Gerinnboden. — Neigung der scharfen Ebene B A gegen den Horizont $= \frac{1}{20}$. — Der Schützen J E nahe am Rade. — Neigung derselben gegen den Horizont $= 60°$. — Dicke des Wasserstrahles vor dem Rade annähernd:

$$\frac{Q}{b\sqrt{2\,g\,H}}.$$

F E parallel mit B A. — Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal über den Punkt F gleich H. — Höhe des Wasserspiegels im Abflusskanal übereinstimmend mit der Höhe des Punktes F. — Stellung der Schaufeln, so dass sie im Punkt D eine verticale Richtung haben.

178.

Verzeichnung des Kropfrades. Tafel XVI. Fig. 144.

p q der mittlere Wasserstand im unteren Kanal. — m n der niedrigste Wasserstand im oberen Kanal. — O Mittelpunkt. — C tiefster Punkt des Rades; letzterer in einer Tiefe $\frac{1}{2}$ a unter p q. — O C = R. — Tiefe des Punktes B unter m n gleich $0{\cdot}8^{m}$.

A B parabolischer Einlauf.

Neigungswinkel der zum Punkt B gehörigen Tangente gegen den Horizont $w = 35^{0}$ bis 45^{0}.

Coordinaten des Scheitels der Parabel $\begin{cases} B\,D = 0{\cdot}8 \sin. 2\,w \\ A\,D = 0{\cdot}8 \sin.^{2} w. \end{cases}$

Neigung des Schützens gegen den Horizont ungefähr 60^{0}. Für die Schaufelstellung ist zu machen: $C\,L = \frac{1}{4}$ a, $\overset{\frown}{L\,M}$ aus O beschrieben. M N vertical. M P radial. Diese Regel für die Schauflung gilt für alle Schaufelräder.

179.

Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf. Fig. 149 Tafel XVI.

A B parabolische Einlauffläche.

t Tiefe des Scheitels A der Parabel unter dem Spiegel des Wassers im obereren Kanal

$$t = \left(\frac{Q}{0{\cdot}44\ b\ \sqrt{2\,g}}\right)^{\frac{2}{3}}$$

Diese Tiefe t kann auch vermittelst der Tabelle (130) bestimmt werden.

Tiefe des Punktes B unter dem oberen Wasserspiegel = 1·5 t.

Coordinaten des Scheitels A der Parabel $\begin{cases} B\,D = 1{\cdot}4\ t \\ A\,D = 0{\cdot}5\ t. \end{cases}$

Rad, Gerinn und Schauflung werden wie bei dem Kropfrade verzeichnet.

180.

Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf. Fig. 145.

Rad, Gerinne und Schaufelung werden, wie bei dem Kropfrad angedeutet wurde, verzeichnet. Für die Verzeichnung des Einlaufes dienen folgende Bemerkungen:

m n höchster Wasserstand im oberen Kanal.

Tiefe des Punktes 1 unter m n gleich $0{\cdot}3^m$.

Winkel $\overset{\frown}{K\,1\,O} = 36°$.

Theilung $1{,}2 = 2{,}3 = 3{,}4 = \frac{1}{3}$ a.

Halbmesser $1\,I = 2\,II = 3\,III = 0{\cdot}8$ a.

Die Mittelpunkte I II III der Coulissen-Krümmungen liegen in einem aus O beschriebenen Kreis.

Die Wassermenge, welche zwischen irgend zwei auf einander folgende Coulissen ausfliesst, findet man durch

$$0{\cdot}4\ b\ p\ \sqrt{2\ g\ t}.$$

wobei

p die normale äussere Entfernung der Coulissen,

t die Tiefe des Mittelpunktes der Ausflussöffnung unter m n bedeutet.

Um die Anzahl der Coulissen zu finden, berechne man die Wassermengen, welche zwischen den auf einander folgenden Coulissen ausfliessen; addire die 1te und 2te, dann die 1te, 2te und 3te u. s. f., bis man eine Summe erhält, die gleich oder grösser als Q ist. Zu der Anzahl, welche die Wassermenge Q liefert, füge man noch so viele Kanäle hinzu, als der Differenz zwischen dem höchsten und tiefsten Wasserstand im obern Kanal entspricht.

181.

Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf. Fig. 147.

Der äussere Umfang des Rades wird von dem höchsten Wasserstand im unteren Kanal berührt.

Die Punkte 5 . a . b . liegen in einer geraden radialen Linie. a liegt in der Mitte zwischen 5 und b; es ist also $\overline{a\,b} = \frac{1}{2}$ a. Bei b muss eine Ventilation angebracht werden. Wenn die äusseren Wände auffallend

convergirend erscheinen, müssen dieselben concav gemacht werden. Wenn die Zellenwände von Blech gemacht werden, muss man für den geradlinigen Winkel 1 a b eine durch i a b gehende krumme Linie nehmen.

Zur richtigen Verzeichnung der Coulissen dienen folgende Bemerkungen:

m n der höchste Wasserstand im oberen Kanal.

Tiefe des Punktes 1 unter m n gleich $0{\cdot}3^m$.

i e der Richtung nach die Verlängerung von a i.

1 c = v tangirend an den Umfang des Gerinnes.

c d der Richtung nach parallel mit i e.

$1\,d = \sqrt{2g \times 0{\cdot}3} = 2{\cdot}42^m$, 1 I = a, senkrecht auf 1 d.

1,2 = 2,3 = 3,4 = 0·4 a.

Die Punkte I II III liegen in einem durch I gehenden zum Umfang des Rades concentrischen Kreis, und es ist:

$$2\,II = 3\,III = 4\,IV = 1\,I = a.$$

Die Anzahl der erforderlichen Coulissen wird bestimmt, wie bei dem Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf angedeutet wurde, nur muss hier bei der Berechnung der Wasserquantitäten statt des dort angewendeten Coefficienten 0·4, 0·75 genommen werden.

182.

Das oberschlächtige Rad. Fig. 146.

Der äussere Umfang des Rades wird von dem höchsten Wasserstand im unteren Kanal berührt.

Tiefe des Punktes a unter dem niedrigsten Wasserstand im oberen Kanal gleich $4\,\frac{v^2}{2g}$.

$\overline{a\,a_1} = e$ die Zellentheilung, $\overline{a_1\,1} = \frac{1}{4}\,\overline{a\,a_1}$, 1 f g gerade radiale Linie, $\overline{1\,f} = \overline{f\,g} = \frac{1}{2}\,a$.

Wenn die äusseren Zellenwände auffallend convergirend erscheinen, muss f a schwach gekrümmt werden. Wenn die Zellenwände von Blech gemacht werden, muss man für dieselben eine durch a f g gehende stetig krumme Linie annehmen.

a d der Richtung nach, tangirend an dem äusseren Umfang des Rades, der Grösse nach = v.

a c der Richtung nach die Tangente an dem Punkt a der Zellenwand a f. d b der Richtung nach parallel mit a c. a b der Grösse nach gleich 2 v.

Nach der Richtung b a muss das Wasser bei a ankommen, um ohne Stoss gegen die Zellenwände in das Rad eintreten zu können. a e parabolische Einlauffläche; dieselbe wird bei a von a b berührt. e Scheitel der Parabel.

Horizontalabstand der Punkte a und e gleich . $\overline{a\,j} \sin. 2 \overset{\frown}{(b\,a\,d)}$

Vertikalabstand der Punkte a und e gleich . . $\overline{a\,j} \sin.^2 \overset{\frown}{(b\,a\,d)}$

183.

Regeln für die Berechnung und Verzeichnung des Poncelet-Rades.

Fig. 151 Tafel XV.

O Mittelpunkt des Rades.

Halbmesser des Radius . . . . . R = 2 H

Spielraum zwischen Rad und Gerinne . . . . . = 0·02 H

Winkel, welche dem bogenförmigen Theil des Gerinnes

entsprechen: $\overset{\frown}{B\,O\,C} = \overset{\frown}{C\,O\,D}$ . . . . . = 15°

Neigung der schiefen Ebenen A B gegen den Horizont = 3°

Dicke der Wasserschichte unmittelbar vor dem Rade . = 0·19 H

E F parallel mit A B.

F G Horizontallinie, deren Verlängerung den Wasserstand im unteren Kanal bestimmt.

Höhe des Wasserspiegels m n über dem Punkt F . . = H

N L der mittlere Wasserfaden. L M senkrecht auf N L.

U T Höhe der Radkrone . . . . . = 0·509 H

L M Krümungshalbmesser für die Schaufeln . . . . = 0·711 H

Anzahl der Radschaufeln . . . . . = 42

Breite des Rades . . . . . $b = 5{\cdot}26 \frac{Q}{H\sqrt{2gH}}$

Tiefe des Wassers im Abflusskanal unmittelbar hinter dem Rade . . . . . = 0·6 H

Regeln für den Bau der Wasserräder.

184.

Eintheilung der Räder nach ihrer Bauart.

Die Wasserräder können nach ihrer Bauart in folgende Classen eingetheilt werden.

1) Räder mit steifen Armen, durch welche der den Schaufeln oder Zellen mitgetheilte Effekt in die Radwelle, und durch diese auf die Transmission übertragen wird.
2) Räder mit steifen Armen und mit einem an die Radarme oder an die Radkränze befestigten Zahnkranze, von welchem aus der dem Rade mitgetheilte Effekt an die Transmission übergeben wird.
3) Räder mit dünnen schmiedeisernen, stangenartigen Armen und mit einem an die Radkränze befestigten Zahnkranz, welcher den Effekt an die Transmission abgibt.
4) Räder mit einem in der Mitte befindlichen Zahnkranz.
5) Räder (von grosser Breite und bedeutender Kraft) mit zwei Zahnkränzen; auf jeder Seite des Rades einer derselben.

185.

Kräfte, welchen die einzelnen Theile der Räder zu widerstehen haben.

1) Ist das Rad nach der ersten Art gebaut, und hat es z. B. 3 Armsysteme, so überträgt jedes Armsystem $\frac{1}{3} N_n$ nach der Welle herein. Das erste Wellenstück a b Fig. 150 überträgt $\frac{1}{3} N_n$, das zweite Stück b c $\frac{2}{3} N_n$, die Fortsetzung c d die ganze Kraft N_n; und es geschieht diese Uebertragung in der Welle durch Torsion.
2) Soll das Rad nach der zweiten Art und mit 3 Armsystemen erbaut werden Fig. 152, so überträgt jedes der Armsysteme A und B $\frac{1}{3} N_n$ nach der Welle herein; das Armsystem C überträgt $\frac{2}{3} N_n$ nach dem Zahnkranz hinaus, das Wellenstück a b ist auf $\frac{1}{3} N_n$, das Wellenstück b c auf $\frac{2}{3} N_n$ in Anspruch genommen.
3) Ein Rad, das nach der dritten Art erbaut, und mit radialen, so wie auch mit Diagonal- und mit Umfangsstangen versehen ist, gibt die Kraft direkt an den Zahnkranz ab. Die Radialarme und die Welle haben nur das Gewicht des Rades zu tragen; die Diagonalstangen schützen gegen Seitenschwankungen; die Umfangsstangen übertragen die Kraft, welche der einen Seite des Rades mitgetheilt wird, nach dem Zahnkranz.
4) Ist ein Rad nach der vierten Art erbaut, und sind die Radkronen mit dem mittleren Zahnkranz durch Umfangsstangen oder durch Traversen verbunden, so haben die Arme und die Welle nur das

Gewicht der ganzen Construktion zu tragen, und das Gewicht des im Rade enthaltenen Wassers kann auf diese Bestandtheile gar nicht einwirken.

5) Ist ein Rad nach der fünften Art erbaut, so haben wiederum die Arme und die Welle nur das Gewicht des Baues zu tragen, vorausgesetzt, dass die Zwischenkränze, wenn welche vorhanden sind, durch Umfangsstangen mit den äusseren Kränzen verbunden sind.

Diese Bemerkungen sind aber nur dann richtig, wenn (bei Rädern mit Zahnkränzen) der Kolben genau oder ungefähr in demjenigen Radius des Radius liegt, welcher durch den Schwerpunkt des im Rade enthaltenen Wassers geht.

186.

Regeln für die wichtigsten Querschnitts-Dimensionen.

Zahnkranz.

Halbmesser des Zahnkranzes . $= R_1$

Dicke eines Zahnes auf dem Theilriss gemessen . . . . . $= z = 0{\cdot}086 \sqrt{\frac{75\, N_n}{v} \frac{R}{R_1}}$ Centm.

Breite des Kranzes . . . . . $= 5{\cdot}5\, z$ . . . . . „

Länge der Zähne nach dem Radius gemessen . . . . . $= 1{\cdot}5\, z$ . . . . . „

Theilung . . . . . $= 2{\cdot}1\, z$ . . . . . „

Gewöhnlich ist v ungefähr $1{\cdot}5$ m, und R_1 genau oder nahe $=$ R und dann wird die Dicke eines Zahnes $z = 0{\cdot}6 \sqrt{N_n}$ . . . „

Breite, Länge, Theilung wie oben.

187.

Eiserne Wellen.

Die Wellen oder Wellenstücke, welche auf Torsion in Anspruch genommen sind, dürfen nach der Regel bestimmt werden, die für Transmissionswellen im Allgemeinen gilt, nur muss man, wenn alle Theile, den auf sie einwirkenden Kräften entsprechend construirt

werden sollen, bei der Bestimmung jedes Wellenstückes nur die Pferdekraft in Rechnung bringen, welche das Wellenstück überträgt. Wellen, welche nur die Gewichte des Baues zu tragen haben, müssen nach den Regeln der respektiven Festigkeit construirt werden. Der Coefficient für die Respektiv-Festigkeit ist dabei = 300 zu nehmen.

188.

Zapfen der Wasserradwelle.

Der Durchmesser eines Wasserradzapfens ist annähernd

$3 \sqrt{N_n}$ Centm., wenn das Rad durch 2 Zapfen getragen wird.

$4 \sqrt{N_n}$ Centm., wenn das Rad durch 1 Zapfen getragen wird.

Genau können die Zapfen erst bestimmt werden, nachdem das Rad entworfen und das Gewicht desselben berechnet worden ist.

Ist der Druck, welchen ein Zapfen auszuhalten hat, bestimmt, und gleich P, so findet man den Durchmesser desselben entweder vermittelst der Formel

$$0{\cdot}18 \sqrt{P} \text{ Centm.}$$

oder vermittelst der Tabelle Nr. 64.

189.

Hölzerne Wellen

müssen so stark gemacht werden, dass mit denselben der Zapfen solid verbunden werden kann; eine hölzerne Welle muss desshalb wenigstens 4 Mal so dick gemacht werden, als der Durchmesser des Zapfens beträgt.

190.

Radarme.

a) Steife eiserne. Diese sind nach der Regel zu construiren, welche Nr. 84. g. für die Arme von Transmissionsrädern aufgestellt wurde.

Nennt man nämlich:

d den Durchmesser, welchen eine Transmissionswelle haben muss,

welche so schnell umgeht, als das Wasserrad, und die so viel Effekt überträgt, als das Armsystem, von welchem die Dimensionen eines Armes bestimmt werden sollen;

h die Höhe eines Armes (am Mittelpunkt der Welle und senkrecht auf die Längenrichtung des Armes gemessen);

$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Arme des Armsystems, so hat man hier, wie bei den Transmissionsrädern

$$\frac{h}{d} = \frac{1{\cdot}7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}} \qquad b = \frac{1}{5}\,h$$

für	$\mathfrak{N}$ =	4	6	8	10	12
wird	$\frac{h}{d}$ =	1·08	0·94	0·86	0·79	0 75;

b) Steife hölzerne Arme. Die Höhe dieser Arme bestimme man genau so, wie wenn die Arme von Eisen wären, die Dicke dagegen nehme man $\frac{5}{7}$ h.

Diese beiden Regeln beziehen sich auf Arme, die auf respektive Festigkeit in Anspruch genommen sind, gelten also für Räder nach der ersten und zweiten Bauart.

c) Dünne schmiedeiserne Tragarme: für Räder nach der dritten, vierten, fünften Bauert;

Durchmesser eines radialen Armes . . .	$d = 0{\cdot}69\ \sqrt{N_n}$
Durchmesser einer Diagonalstange . . .	$= 0{\cdot}75\ d$
Durchmesser einer Umfangsstange . . .	$= 0{\cdot}6\ d$

d) Hölzerne Tragarme: für Räder nach der dritten, vierten, fünften Bauart:

Querschnitt eines radialen Tragarmes . .	$= 5\ N_n$

191.

Rosetten.

Nennt man d den Durchmesser des Wasserradzapfens, h die grössere von den Querschnittsdimensionen eines Radarms, so ist:

A) die Länge einer Armhülse an der Rosette;

a) für Räder mit steifen Armen, nach Bauart 1 und 2 2 h bis 2·4 h

b) für Räder mit hölzernen Tragarmen nach Bauart 3, 4, 5 4 h

c) für Räder mit schmiedeisernen Tragarmen gleich 6 Stangen Durchmesser.

B) Metalldicke der Rosettenhülse, welche zum Aufkeilen der Rosette dient: $= \frac{1}{3}$ d + 0·5.

C) Länge dieser Hülse 1·2 d bis 1·6 d.

192.

Kegelkränze.

Radiale Dimension eines Kegelkranzes sowohl für Eisen als auch für Holz $\frac{1}{3}$ a

Dicke des Kranzes { für Holz . . . . . $\frac{1}{3}$ a
für Eisen . . . . . $\frac{1}{20}$ a

193.

Radkränze für Zellenräder.

Hölzerne Kränze { Dicke der inneren Felgen . . . . $\frac{a}{6}$
Dicke der äusseren Felgen . . . $\frac{a}{7}$

Eiserne Seitengetäfer, Dicke derselben . . . . . $\frac{a}{25}$ bis $\frac{a}{20}$

194.

Schaufel- und Zellenbretter.

Dicke der hölzernen Schaufelbretter . . . . . $\frac{a}{14}$ bis $\frac{a}{11}$

Dicke des Kübelbodens . . . . . $\frac{a}{8}$

Dicke der äusseren Kübelwand { in der Mitte von a . $\frac{a}{8}$
am Umfang des Rades $\frac{a}{10}$

195.

Radboden.

Dicke des Radbodens bei Schaufelrädern . . . . . $= \frac{a}{15}$ bis $\frac{a}{11}$

Dicke des Radbodens bei Kübelrädern . . . . . $= \frac{a}{7}$

196.

Gerinnboden.

Dicke der Gerinnböden . . . . . $= \frac{a}{10}$

Regeln zur Berechnung des Nutzeffectes der älteren Wasserräder.

Das unterschlächtige Rad.

197.

Wasserverluste.

Um den Nutzeffect eines unterschlächtigen Rades zu berechnen, müssen zuerst die Wassermengen bestimmt werden, weche zwischen den Schaufeln und unter dem Rade wirkungslos entweichen. Es ist die Wassermenge q_1, welche in jeder Sekunde zwischen den Schaufeln durchgeht, ohne gegen dieselben zu wirken:

a) wenn der Boden des Zuflusskanals und jener des Abflusskanals eine fortlaufende gerade Linie bilden:

$$q_1 = \frac{1}{24} e^2 \frac{b}{R} \left(\frac{V}{V-v}\right)^2 V \quad . \quad \text{wenn } \frac{Q}{bV} > \frac{e^2}{8R} \left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = Q\left[1 - \frac{4}{3}\frac{1}{e}\frac{V-v}{V}\sqrt{\frac{2RQ}{bV}}\right] \text{ wenn } \frac{Q}{bV} < \frac{e^2}{8R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{3} Q \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \text{ wenn } \frac{Q}{bV} = \frac{e^2}{8R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

b) wenn im Abflusskanal Boden und Wasserspiegel tiefer liegen, als im Zuflusskanal:

$$q_1 = Q\left[1 - \frac{2}{3}\frac{1}{e}\frac{V-v}{V}\sqrt{\frac{2RQ}{bV}}\right] \text{ wenn } \frac{Q}{bV} < \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{6} b \frac{e^2}{R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2 V \; . \; . \; . \quad \text{wenn } \frac{Q}{bV} > \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{3} Q \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \text{ wenn } \frac{Q}{bV} = \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

c) wenn der Boden des Zuflusskanals mit einem über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckenden gekrümmten Theil versehen ist:

$$q_1 = 0.$$

Es ist ferner die Wassermenge q_2, welche per 1 Sekunde durch den Spielraum des Rades im Gerinne entweicht:

a) bei einem geradlinig fortlaufenden Gerinne:

$$q_2 = b\,V\left(\varepsilon + \frac{e^2}{16\,R}\right)\sqrt{1 - \frac{2\,g}{V^2} \cdot \frac{Q}{b\,v}}$$

b) wenn der Boden des Abflusskanals tiefer liegt als jener des Zuflusskanals:

$$q_2 = b\,V\left(\varepsilon + \frac{e^2}{16\,R}\right)$$

c) wenn der Boden des Zuflusskanals mit einem über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckenden gekrümmten Theil versehen ist:

$$q_2 = o.$$

198.

Nutzeffect des unterschlächtigen Rades.

Hat man nach den so eben gegebenen Regeln die Wasserverluste $q_1 + q_2$ berechnet, so findet man dann den Nutzeffect durch folgenden Ausdruck:

$$E_n = \frac{1000}{2\,g}\,(Q - q_1 - q_2)\left[2\,v\,(V - v) - \frac{3\,Q\,v}{b\,R}\right]$$
$$- 0{\cdot}118\;i\,a\,b\,v^3 - 0{\cdot}8\;n\,f\,N_n\sqrt{N_n}$$

Für den Nutzeffect N_n darf man $0{\cdot}35\;N_n$ in Rechnung bringen.

199.

Nutzeffect des Kropfrades, des Schaufelrades mit Ueberfall-Einlauf und des Schaufelrades mit Coulissen-Einlauf.

Man findet den Nutzeffect dieser Räder vermittelst folgender Formel:

$$E_n = 1000\,Q\,H - 1000\,Q\left\{\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2}\,h - \frac{v\,(V\cos.\,\delta - v)}{g}\right\}$$

$$- 1000\,Q\left\{\frac{e}{2}\sin.\,\gamma + c\sin.\,(\gamma - \beta) - s\right\}$$

$$- 1000\,\varepsilon\,b\sqrt{2\,g\,e}\left[H - \frac{V^2}{2g}\right]\left[0{\cdot}43 + 0{\cdot}26\,\frac{Q}{a\,b\,v}\right]$$

$$- 0{\cdot}188\,i\,a\,b\,v^3$$

$$- 0{\cdot}366\,b\,S\,v^3$$

$$- 0{\cdot}8\,n\,f\,N_n\sqrt{N_n}$$

Das erste von den negativen Gliedern gibt den Effectverlust, welcher beim Eintritt des Wassers durch seine relative Geschwindigkeit gegen das Rad, und den Effectverlust, welcher beim Austritt durch die Geschwindigkeit des Rades und durch den Wasserstand im untern Kanal entsteht.

Das zweite negative Glied gibt den Effectverlust, welcher beim Eintritt durch die Schaufeltheilung, durch die Füllung und durch die Form der Schaufeln entsteht. Die Höhe s des Schwerpunktes der Wassermenge muss aus der Zeichnung des Rades entnommen werden.

Das dritte negative Glied bestimmt den Effectverlust durch das Entweichen des Wassers am Umfang des Rades.

Das vierte Glied den Verlust durch Luftwiderstand.

Das fünfte Glied den Verlust durch Wasserreibung.

Das sechste Glied den Verlust durch Zapfenreibung.

Für N_n ist in dem letzten Glied zu setzen $0{\cdot}5\,N_n$.

200.

Nutzeffect des rückschlächtigen Zellenrades mit Coulissen-Einlauf und mit Radgerinne.

Man findet den Nutzeffect dieses Rades durch folgenden Ausdruck:

$$E_n = 1000\,Q\,H - 1000\,Q\left\{\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2}\,h - \frac{v\,(V\cos.\,\delta - v)}{g}\right\}$$

$$- 1000\,Q\left\{\frac{e}{2}\sin.\,\gamma + c\sin.\,(\gamma - \beta) - s\right\}$$

$$- 464\, \varepsilon \sqrt{2\, g\, e}\; R \frac{Q}{a\, v}$$

$$- 0{\cdot}366\; b\, S\, v^3$$

$$- 0{\cdot}8\; n\, f\, N_n \sqrt{N_n}$$

Die negativen Glieder dieses Ausdrucks haben die gleiche Bedeutung, wie bei den vorhergehenden Rädern, nur fehlt in dem vorliegenden Fall das Glied, welches im vorhergehenden Falle den Einfluss des Luftwiderstandes ausdrückt.

201.

Nutzeffect des oberschlächtigen Rades.

Zur Berechnung des Nutzeffectes eines oberschlächtigen Rades dient folgender Ausdruck:

$$E_n = 1000\; Q\, H - 1000\; Q \left\{ \frac{V^2}{2\, g} + h - \frac{v\,(V \cos.\, \delta - v)}{g} \right\}$$

$$- 1000\; Q\, a \left\{ 1 - \frac{Q}{a\, b\, v} \right\}$$

$$- 1000\; Q\, R \left\{ 0{\cdot}50 - 0{\cdot}07\, \frac{a\, b\, v}{Q} \right\} - 0{\cdot}8\; n\, f\; N_n \sqrt{N_n}$$

Siebenter Abschnitt.

Turbinen.

Die Turbine von Jonval

mit zwei übereinander liegenden Rädern.

Tafel XVII.

202.

Allgemeine Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen.

Fig. 153. B. Abwickelung des Schnittes am inneren Umfang des Rades. Diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder scheidet, dessen Halbmesser mit dem inneren Halbmesser der beiden Räder übereinstimmt, und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 153. A. Abwickelung des mittleren Schnittes; diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser R gleich ist dem arithmetischen Mittel $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ aus dem äusseren und inneren Halbmesser des Turbinenrades und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 154. Durchschnitt des Leitrades und des Turbinenrades mit einer durch die Axe derselben gelegten Ebene.

Für die Berechnungen der Hauptdimensionen dienen folgende Bezeichnungen:

H das Gefäll, gemessen vom Spiegel des Unterwassers bis zum Spiegel des Oberwassers;

Q die Wassermenge in Kubikmet., welche in jeder Sekunde auf das Rad wirkt;

α Fig. 153 A. der mittlere Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Leitrades bilden;

β der mittlere Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Turbinenrades beginnen;

k der Contractions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;

k_1 der Contractions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;

U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;

R_2 der innere . . . . . }
R_1 der äussere . . . . . } Halbmesser des Rades. Fig. 154;
$R = \frac{1}{2}(R_2 + R_1)$ der mittlere . }

i i_1 die Anzahl der Leitschaufeln und die Anzahl der Radschaufeln;

ε ε_1 Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln;

s s_1 Fig. 153 A mittlere normale Weite der Mündungen der Leitkanäle und der Radkanäle;

v vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R;

n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute;

N_n Nutzeffect in Pferdekräften à 75 Kilgm., welchen die Turbine entwickeln soll.

Zur Berechnung aller Hauptdimensionen dienen nun folgende Regeln.

a) Wassermenge, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll:

$$Q = 0{\cdot}125 \frac{N_n}{H} \text{ Kubikm.}$$

b) Die Winkel α und β können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich genommen werden; in den meisten Fällen darf man nehmen:

$$\alpha = 24°$$
$$\beta = 66°.$$

c) Das untere Ende der Leitschaufeln soll zur Vermeidung von schädlichen Räumen geradlinig gemacht werden, und dann ist zu setzen:

$$k = 1.$$

d) Aus dem Rade darf das Wasser mit schwacher Convergenz austreten, so dass man nehmen darf:

$$k_1 = 0{\cdot}9.$$

e) Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin.\,\beta}{\cos.\,\alpha\,\sin.\,(\alpha+\beta)}}.$$

f) Verhältnisse zwischen den Halbmessern $R\ R_1\ R_2$. In der Regel darf man nehmen:

$$R_2 = \frac{2}{3}R_1,\quad R = \frac{5}{6}R_1.$$

g) Anzahl der Leitschaufeln. In der Regel ist zu nehmen:

$$i = 16.$$

h) Anzahl der Radschaufeln. In der Regel ist zu nehmen:

$$i_1 = 24.$$

i) Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln. Man darf nehmen:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40}R = 0{\cdot}025\ R.$$

Die Schaufeln sind von Blech zu machen, wenn R kleiner als $0{\cdot}4^m$ und von Gusseisen, wenn R grösser als $0{\cdot}4^m$.

k) Der äussere Halbmesser des Rades:

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U\,k\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi\sin.\,\alpha\left[1-\frac{i}{2\,\pi\sin.\,\alpha}\frac{\varepsilon}{R}-\frac{i_1}{2\,\pi\sin.\,\beta}\frac{\varepsilon_1}{R}\right]}}$$

l) Wahre untere Weite der Leitkanäle, in der Abwicklung des mittleren Schnittes gemessen. Fig. 153 A.

$$s = R\left\{\frac{2\,\pi\sin.\,\alpha}{i}-\frac{\varepsilon}{R}\right\}.$$

m) Wahre untere Weite der Radkanäle, in der Abwicklung des mittleren Schnittes gemessen:

$$s_1 = R\left[\frac{2\pi \sin.\alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R}\frac{\sin.\alpha}{\sin.\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin.\beta}{\sin.(\alpha+\beta)}.$$

n) Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R:

$$v = 0{\cdot}774\sqrt{g\,H\frac{\sin.(\alpha+\beta)}{\sin.\beta\cos.\alpha}}.$$

o) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute:

$$n = 9{\cdot}548\,.\,\frac{v}{R}.$$

p) Höhe des Turbinenrades . . . . . $= \frac{3}{7}R.$

q) Höhe des Leitrades . . . . . $= \frac{4}{7}R.$

r) Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades . . . . . $= \frac{R}{40}.$

s) Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt . . . . . $= R_1 + \frac{R}{40.}$

t) Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylinder-Mantel:

1. wenn die Ausströmung ringsum statt findet . $= \frac{1}{2}R_1$,

2. wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2R_1$ statt findet . . . . . $= \frac{\pi}{2}R_1$.

u) Breite des Abflusskanales, da wo die Turbine aufgestellt ist . . . . . $= 4R_1$.

203.

Vereinfachung der Regeln zur Berechnung der Abmessungen.

In den meisten Fällen darf man für die innerhalb gewisser Grenzen willkürlichen Grössen α β k k_1 $\frac{R_2}{R_1}$ $\frac{\varepsilon}{R}$ $\frac{\varepsilon_1}{R}$ i i_1 diejenigen Werthe

annehmen, welche in vorhergehender Nummer angegeben wurden, und dann erhält man zur Berechnung aller Hauptabmessungen folgende einfache Formeln:

Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirken muss

$$Q = 0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$$

Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden . . . $\alpha = 24°$

Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen . . . . . $\beta = 66°$

Contractions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades . . $k = 1$

Contractions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades $k_1 = 0{\cdot}9$

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . . . $U = 0{\cdot}707 \sqrt{2\,g\,H}$

Verhältnisse zwischen den Halbmessern $R\,R_1\,R_2$ $\begin{cases} \frac{R_2}{R} = \frac{2}{3} \\ \frac{R}{R_1} = \frac{5}{6} \end{cases}$

Anzahl der Leitschaufeln . . . . . $i = 16$

Anzahl der Radschaufeln . . . . . $i_1 = 24$

Metalldicke der Leit- und Radschaufeln . $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$

Der äussere Halbmesser des Turbinenrades . . $R_1 = 1{\cdot}380 \sqrt{\frac{Q}{U}}$

Innerer Halbmesser des Rades . . . . . $R_2 = \frac{2}{3} R_1$

Mittlerer Halbmesser des Rades . . . . . $R = \frac{5}{6} R_1$

Weite der Kanäle des Leitrades . . . . . $s = 0{\cdot}1372\,R$

Weite der Kanäle des Turbinenrades . . . . $s_1 = 0{\cdot}0811\,R$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R $v = 0{\cdot}600 \sqrt{2\,g\,H}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute . . . . . $n = 9{\cdot}548 \frac{v}{R}$

Höhe des Turbinenrades . . . . . $= \frac{3}{7} R$

Höhe des Leitrades . . . . . $= \frac{4}{7} R$

Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades . . . $= \frac{R}{40}$

Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt . . . . . $= 1.225\ R$

Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylinder-Mantel:

1) wenn die Ausströmung ringsum stattfindet $= \frac{1}{2} R_1$

2) wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2 R_1$ statt findet . . . . . $= \frac{\pi}{2} R_1$

Breite des Abflusskanales, da wo die Turbine aufgestellt ist . . . . . $= 4 R_1$

204.

Verzeichnung der Schnitte. Fig. 153 und 154.

Für die Anfertigung der Räder ist es nothwendig, dass diese Schnitte im natürlichen Maasstab verzeichnet werden; die folgenden Bemerkungen werden hiezu behilflich sein.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 154 bedarf keiner Erklärung, denn es ist hiebei nur nothwendig die berechneten Dimensionen, welche in diesem Schnitt erscheinen, aufzutragen.

Für die Verzeichnung des Schnittes Fig. 153 A ist zu berücksichtigen: $\overline{c\,c} = \frac{2\,R\,\pi}{i}$, $\overline{f\,f} = \frac{2\,R\,\pi}{i_1}$, $\overline{b\,a} = 0{\cdot}80\ R$; $\overline{f\,g} = 0{\cdot}55\ R$, $c\,o$ geradlinig, $o\,a$ krummlinig tangirend an $o\,c$, $f\,h$ stetig krummlinig.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 153 B, geschieht wie folgt: Man berechne $\overline{c\,c_1} = \overline{a\,a_1} = \frac{2\,R_2\,\pi}{i}$, $\overline{f_1\,f_1} = \overline{h_1\,h_1} = \frac{2\,R_2\,\pi}{i_1}$ $\overline{a_1\,b_1} = \overline{a\,b}\,\frac{R_2}{R}$. $\overline{f_1\,g_1} = \overline{f\,g} \cdot \frac{R_2}{R}$. Theile $a\,b\ a_1\,b_1\ g\,f\ g_1\,f_1$ in 4 gleiche Theile, ziehe durch die Theilungspunkte Verticallinien, sodann durch die Punkte $m\ n\ o\ p\ i\ k\ l\ q$ Horizontallinien, so scheiden diese in $m_1\ n_1\ o_1\ p_1\ i_1\ k_1\ l_1\ q_1$ ein, und man hat hiedurch einzelne Punkte der Linien $a_1\ c_1$ und $f_1\ h_1$.

205.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffectes von Jonval'schen Turbinen.

Um den Nutzeffect einer *Jonval'schen* Turbine, deren Abmessungen gegeben sind, zu berechnen, sind nebst den in Nr. 202 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende nothwendig:

O Querschnitt des Rohres, durch welches das Wasser von dem Turbinenrad niederströmt;

ω Querschnitt der unteren Ausflussöffnung am Mantel;

γ der Winkel den die Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rad tritt, mit der unteren Ebene desselben bildet;

$\varkappa$ Contractions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus ω;

$\mathfrak{P}$ Druck des Wassers auf jeden Quadratmeter der Fläche $(R_1^2 - R_2^2)\pi$;

$x = \frac{v^2}{2 g H}$.

Man berechne zuerst folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \left[2 R \pi \sin. \alpha - i \varepsilon - i_1 \varepsilon_1 \frac{\sin. \alpha}{\sin. \beta}\right] (R_1 - R_2)$$

$$\Omega_2 = [2 R \pi \sin. \beta - i_1 \varepsilon_1] (R_1 - R_2)$$

$$\Omega_1 = i_1 s_1 (R_1 - R_2)$$

$$m = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos. \alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos. \beta$$

$$n = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin. \alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin. \beta$$

$$M^2 = 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega \varkappa}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 - 2 \sin. \gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O}$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos. \alpha + \cos. \gamma\right) \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos. \beta}{M^2}$$

$$B = \frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos. \alpha + \cos. \gamma}{M}$$

$$C = \frac{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right)^2 \cos.^2\beta}{M^2}$$

$$D = \frac{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right) \cos.^2\beta}{M^2}$$

und dann findet man für jede Geschwindigkeit des Rades:

a) Das Verhältniss zwischen dem in Kilgm. ausgedrückten Nutzeffect E und dem absoluten Effect 1000 Q H der Wasserkraft für irgend einen Werth von x.

$$\frac{E}{1000\ Q\ H} = -2\,A\,x + 2\,B\,\sqrt{x + C\,x^2}$$

b) Das Verhältniss zwischen der Ausflussgeschwindigkeit U und der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$, welche dem Gefälle entspricht:

$$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega\ k}\left(D\sqrt{x} + \frac{\sqrt{1 + C\,x}}{M}\right)$$

c) Den Druck, welchen das Wasser auf jeden Quadratmeter der Fläche $(R_1^2 - R_2^2)\,\pi$ nach verticaler Richtung abwärts ausübt:

$$\mathfrak{P} = \frac{1000\ Q^2}{g}\left\{\frac{\sin.\beta}{\Omega_2} - \frac{\sin.\gamma}{\Omega_1}\right\}$$

Man findet ferner die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades und den vortheilhaftesten Effect durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{max.\ r.} = \frac{1}{2\,C}\left\{-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\}$$

$$\left(\frac{E}{1000\ Q\ H}\right)_{max.\ r.} = \frac{A}{C}\left\{1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right\}.$$

206.

Anordnung und Aufstellung der Jonval'schen Turbine.

Die zweckmässigste Anordnung und Aufstellung der Maschine richtet sich theils nach der Grösse des Gefälles, theils nach Lokalverhältnissen.

Direkte Aufstellung. Wenn das Gefäll nicht mehr als ungefähr 6^m beträgt, und grösstentheils durch den Untergraben gewonnen wird, fällt die Anordnung in der Regel am zweckmässigsten aus, wenn das Wasser in einem offenen Kanal zugeleitet und wenn das Rad in eine Tiefe von ungefähr $1{\cdot}5^m$ bis 2^m unter den Spiegel des Oberwassers gelegt wird.

Umgekehrte Aufstellung. Wenn das Gefälle mehr als 6^m beträgt und grösstentheils durch den Obergraben erhalten wird, fällt die Anwendung meistens am zweckmässigsten aus, wenn man das Wasser durch eine Röhre bis unter den Spiegel des Unterwassers herableitet, die Röhre daselbst nach aufwärts biegt, und in das Ende derselben das Leitrad und Turbinenrad so einsetzt, dass letzteres über dem ersteren zu stehen kommt. Die obere Ebene des Turbinenrades soll $0{\cdot}3$ bis $0{\cdot}6^m$ unter den Spiegel des Unterwasssrs zu liegen kommen.

Mittlere Aufstellung. Wenn bei einem grösseren Gefälle, das grösstentheils durch den Obergraben gewonnen wird, die Lokalverhältnisse und insbesondere die Einrichtung der Transmission es erfordern, dass die Turbine eine Höhe von 2, 3, 4^m über den Spiegel des Unterwassers aufgestellt werde, so muss man die Turbine in einen Cylindermantel ganz einschliessen, das Betriebswasser durch ein Rohr, das in den Cylindermantel mündet, aus dem Zuflusskanal zu leiten, und durch ein zweites Rohr, das unter dem Turbinenrad die Fortsetzung des Cylindermantels bildet, unter den Spiegel des Unterwassers herableiten.

Die Turbine von Fourneyron

mit zwei in einander liegenden Rädern.

Tafel XVII. Fig. 155 und 156.

207.

Bezeichnung derjenigen Grössen, welcher bei der Construktion einer neu zu erbauenden Turbine dieser Art in Betrachtung kommen.

H das Gefäll. Befindet sich das Rad unter dem Spiegel des Unterwassers, so ist H gleich dem Vertikalabstand der Wasserspiegel im

oberen und unteren Kanal. Befindet sich das Rad über dem Spiegel des Unterwassers, so ist H die Höhe des Wasserspiegels im oberen Kanal, über die mittlere Ebene des Rades;

Q die Wassermenge in Kubm., welche pr 1″ auf das Rad wirken soll;

α_1 der Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützenmantels durchschneiden;

i Anzahl der Leitkurven;

$\alpha = \widehat{m\ k\ e}$ der Winkel, den die mittlere Richtung h k m, nach welcher das Wasser aus den Leitkanälen tritt, mit dem inneren Umfang des Rades bildet;

β Winkel, unter welchem die Radschaufeln den inneren Umfang des Rades durchschneiden;

γ Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Turbinenrad austritt, mit dem äusseren Umfang des Rades bildet;

k Contraktionscoefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;

k_1 Contraktionscoefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;

U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;

R_2 der innere, R_1 der äussere } Halbmesser des Rades;

i_1 Anzahl der Radkurven;

$s = \overline{f\ g}$ normale Weite der Kanäle des Leitrades;

$s_1 = \overline{w\ x}$ normale Weite der äusseren Mündungen der Radkanäle;

δ_1 Höhe des Rades, Fig. 156, oder Vertikalabstand der beiden Radkronen;

v_2 vortheilhafteste Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades;

n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine pr 1 Minute;

N_n der in Pferdekräften à 75 Kilgm. ausgedrückte Nutzeffekt, welchen die Turbine hervorbringen soll.

Regeln zur Berechnung aller Hauptabmessungen einer zu erbauenden Fourneyron'schen Turbine.

Mit Berücksichtigung der in vorhergehender Nummer zusammengestellten Bezeichnungen hat man nun zur Berechnung aller Hauptdimensionen folgende Regeln:

Wassermenge in Kubikmet., welche pr 1″ auf das Rad wirken muss, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu erhalten

$$Q = 0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$$

Innerer Halbmesser des Turbinenrades . . . . . $R_2 = 0{\cdot}538 \sqrt{Q}$

Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Turbinenschützens schneiden:

a) bei kleineren Turbinen . . . . . $\alpha_1 = 15^0$

b) bei grösseren Turbinen . . . . . $\alpha_1 = 24^0$

Krümmungshalbmesser für die Leitkurven $\overline{e\,g}$ . . . $= 0{\cdot}5\ R_2$

Metalldicke der Leitkurven . . . . . $= \frac{R_2}{80}$

Metalldicke des Schützenmantels . . . . . $= \frac{R_2}{60}$

Spielraum zwischen dem Schützenmantel und dem inneren Umfang des Rades . . . . . $= \frac{R_2}{160}$

Anzahl der Leitkurven . . . . . $i = 24$ bis 30

Mit diesen Regeln kann der Horizontaldurchschnitt des Leitrades verzeichnet werden, und aus dieser Zeichnung findet man dann den Winkel α und die Weite s α und s

Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades durchschneiden . . . . . $\beta = 60$ bis 90^0

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades ausfliesst:

$$U = \sqrt{g\,H \frac{\sin.\beta}{\cos.\alpha \sin.(\alpha+\beta)}}$$

Für den Fall, dass das Wasser in einer längeren Röhrenleitung, die Gefällverluste verursacht, zugeleitet würde, müsste man, um den in dieser Gleichung für H zu setzenden Werth zu erhalten, von dem wirklich vorhandenen Gefälle jene Gefällverluste abziehen.

Höhe des Turbinenrades . . . . . $\delta_1 = \frac{Q}{i\,s\,k\,U}$

wobei zu setzen ist: $\begin{cases} \text{wenn } \alpha_1 = 15^0 \ . \ . \ . \ . \ k = 0{\cdot}80 \\ \text{wenn } \alpha_1 = 24^0 \ . \ . \ . \ . \ k = 0{\cdot}90 \end{cases}$

Verhältniss zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}0045\ \beta^0}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Anzahl der Radkurven . . . . . $i_1 = 1{\cdot}2 \sin. \beta\, i$

Metalldicke der Radkurven . . . . . $= \frac{R_2}{50}$

Die Radkurven können aus 2 Kreisbogen zusammengesetzt werden und es ist zu nehmen:

wenn $\beta =$	60^0	90^0
erster Krümmungshalbmesser $\overline{p\ n}$ =	$0{\cdot}45\ R_2$	$0{\cdot}36\ R_2$
zweiter Krümmungshalbmesser $\overline{p\ q}$ =	$0{\cdot}59\ R_2$	$0{\cdot}50\ R_2$

Winkel, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades scheiden sollen, nicht grösser als 10 bis 15°.

Aeussere Weite der Radkanäle:

$$s_1 = s\,\frac{k}{k_1}\,\frac{i}{i_1}\,\frac{R_2}{R_1}\,\frac{\sin. \beta}{\sin. (\alpha + \beta)}$$

$$k_1 = 0{\cdot}9.$$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am inneren Umfang des Rades

$$v_2 = 0{\cdot}707 \sqrt{g\ H\,\frac{\sin. (\alpha + \beta)}{\sin. \beta \cos. \alpha}}$$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades pr 1 Minute:

$$n = 9{\cdot}548 \cdot \frac{v_2}{R_2}$$

209.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes der Turbinen nach Fourneyron.

Zur Berechnung des Nutzeffektes, welchen eine *Fourneyron*'sche Turbine von gegebenen Abmessungen, bei verschiedenen Schützenöffnungen, und verschiedenen Geschwindigkeiten entwickelt, ist es zweckmässig, nebst den in Nr. 187 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende zu gebrauchen:

Ω die Summe der Querschnitte aller Oeffnungen am Leitkurvenrad, bei einer gewissen Stellung des Schützens;

Ω_2 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am innern Umfang des Rades;

Ω_1 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am äusseren Umfang des Rades;

v_1 die Geschwindigkeit eines Punktes am äusseren Umfang des Rades;

$\frac{v_1^2}{2gH} = x$ das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeitshöhe, welche der äusseren Umfangsgeschwindigkeit des Rades entspricht und dem Gefälle H.

Man berechne nun die Werthe von m n A B C D vermittelst folgender Ausdrücke:

$$n = \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k} \sin.\ \alpha - \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2} \sin.\ \beta$$

$$m = \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k} \cos.\ \alpha + \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2} \cos.\ \beta$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2} \cos.\ \alpha + \cos.\ \gamma\right)\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2} \cos.\ \beta}{1 + m^2 + n^2}$$

$$B = \frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k} \cos\ \alpha + \cos.\ \gamma}{\sqrt{1 + m^2 + n^2}}$$

$$C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2} \cos.\ \beta\right)^2}{1 + m^2 + n^2}$$

$$D = \frac{\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2}\frac{R_2}{R_1} \cos.\ \beta}{1 + m^2 + n^2}$$

und dann findet man für irgend einen Werth von x

$$\frac{E_n}{1000\ Q\ H} = -2\ A\ x + 2\ B\ \sqrt{x + Cx^2}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k}\left\{D\sqrt{x} + \sqrt{\frac{1 + Cx}{1 + m^2 + n^2}}\right\}$$

Man findet ferner den Werth von x, für welchen der Nutzeffekt ein Maximum wird, so wie auch den entsprechenden grössten Werth von E_n durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{\text{max. r}} = \frac{1}{2\,C}\left\{-1+\frac{1}{\sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,H}\right)_{\text{max. r}} = \frac{A}{C}\left\{1-\sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right\}$$

Die Schottische Turbine.

210.

Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen derselben.

Diese Turbine könnte zwar füglich ganz mit Stillschweigen übergangen werden, denn sie ist, im Vergleich mit den übrigen Anordnungen, von keinem praktischen Werth. Der Nutzeffekt, welchen sie entwickelt, ist gering, und die Construktion derselben ist keineswegs so einfach, als man früher gemeint hat. Der Vollständigkeit wegen mögen aber dennoch die wenigen zur Berechnung der Hauptdimensionen nothwendigen Regeln, so wie auch einige Bemerkungen über die Verzeichnung des Rades folgen.

Wassermenge, welche pr 1″ zugeleitet wird, um einen Nutzeffekt von

N_n Pferdekräften zu erhalten . . $Q = 0{\cdot}15\,\frac{N_n}{H}$

Innerer Halbmesser des Rades . . . $R_2 = 0{\cdot}4\,\sqrt{Q}$

Aeusserer Halbmesser des Rades . . $R_1 = 3\,R_2$ bis $5\,R_2$

Summe der Querschnitte der Ausflussöffnungen am äusseren Umfang des Rades $\Omega_1 = \dfrac{1{\cdot}65\,Q}{\sqrt{2\,g\,H}\sqrt{\frac{1}{2}\left(1+\frac{R_1}{R_2}\right)}}$

Höhe der Radkanäle . . . . . $\delta_1 = \frac{1}{2}\,R_2$

Aeussere Weite der Radkanäle:

für 2armige Turbinen $s_1 = \frac{1}{2}\,\frac{\Omega_1}{\delta_1}$

für 3armige Turbinen $s_1 = \frac{1}{3}\,\frac{\Omega_1}{\delta_1}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine pr 1 Minute . . $n = \dfrac{7{\cdot}3}{R_2}\,\dfrac{\sqrt{2\,g\,H}}{\sqrt{2\left(1+\frac{R_1}{R_2}\right)}}$

Zur Verzeichnung der Radkanäle dienen die Figuren 157, 158, Tafel XVIII und die folgenden Bemerkungen.

Fig. 157 zweiarmige Turbine. o m z zwei Dritttheile einer Umwindung einer gewöhnlichen Spirale. Winkel y o z $= 240°$.

Bogen y t z in 16 gleiche Theile getheilt. Radius o z ebenfalls in 16 gleiche Theile getheilt. $\overline{c\,z} = \overline{z\,d} = \frac{1}{2}\,s_t$. Die Weite m q r, welche irgend einem, z. B. dem zehnten, Theilungspunkt t entspricht, wird erhalten, wenn man die Ordinate n p, welche dem zehnten Theilungspunkt auf o n z entspricht, von m aus nach m r und m q normal auf die Spirale aufträgt.

Fig. 158 dreiarmige Turbine. o m z eine halbe Umwindung einer gewöhnlichen Spirale. $\overline{c\,z} = \overline{z\,d} = \frac{1}{2}\,s_t$. a b Seite des Dreieckes, welches dem Kreis vom Halbmesser R_1 eingeschrieben werden kann. Weite q r, welche irgend einem z. B. dem achten Theilungspunkt entspricht, gleich 2 $\overline{n\,p}$ am achten Theilungspunkt auf o z.

211.

Zuleitungsröhren für Turbinen jeder Art.

Wenn grössere Gefälle benutzt werden sollen, wird das Wasser jederzeit in Röhren der Maschine zugeleitet. Die Gefällverluste, welche durch Reibung des Wassers an den Röhrenwänden, und durch unregelmässige Bewegung entstehen, fallen in der Regel hinreichend klein aus, wenn die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre nicht mehr als 1^m beträgt. Für diese Geschwindigkeit ist der Durchmesser d der Röhre

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi}}$$

Achter Abschnitt.

Die Wärme und deren Benutzung.

212.

Reduction der Thermometergrade nach den verschiedenen Scalen.

Nennt man die einer bestimmten Temperatur entsprechenden Grade nach der Scale von Reaumur R, nach jener von Celsius C, und nach der von Fahrenheit F, so hat man:

$$F = 32 + \frac{9}{5} C = 32 + \frac{9}{4} R.$$

$$C = \frac{5}{9} (F - 32) = \frac{5}{4} R.$$

$$R = \frac{4}{9} (F - 32) = \frac{4}{5} C.$$

Die folgende Tabelle enthält die Werthe von C, R und F, welche verschiedenen Temperaturen entsprechen.

C	R	F	C	R	F	C	R	F	C	R	F
100	80	212	75	60	167	50	40	122	25	20	77
99	79·2	210·2	74	59·2	165·2	49	39·2	120·2	24	19·2	75·2
98	78·4	208·4	73	58·4	163·4	48	38·4	118·4	23	18·4	73·4
97	77·6	206·6	72	57·6	161·6	47	37·6	116·6	22	17·6	71·6
96	76·8	204.8	71	56·8	159·8	46	36·8	114·8	21	16·8	69·8
95	76	203	70	56	158	45	36	113	20	16	68
94	75·2	201·2	69	55·2	156·2	44	35·2	111·2	19	15·2	66·2
93	74·4	199·4	68	54·4	154·4	43	34·4	109·4	18	14·4	64·4
92	73·6	197·6	67	53·6	152·6	42	33·6	107·6	17	13·6	62·6
91	72·8	195·8	66	52·8	150·8	41	32·8	105·8	16	12·8	60·8
90	72	194	65	52	149	40	32	104	15	12	59
89	71·2	192·2	64	51·2	147·2	39	31·2	102·2	14	11·2	57·2
88	70·4	190·4	63	50·4	145·4	38	30·4	100·4	13	10·4	55·4
87	69·6	188·6	62	49·6	143 6	37	29·6	98·6	12	9·6	53·6
86	68·8	186 8	61	48·8	141·8	36	28·8	96·8	11	8·8	51·8
85	68	185	60	48	140	35	28	95	10	8	50
84	67·2	183·2	59	47·2	138·2	34	27·2	93·2	9	7·2	48·2
83	66·4	181·4	58	46·4	136·4	33	26·4	91·4	8	6·4	46·4
82	65·6	179·6	57	45·6	134·6	32	25·6	89·6	7	5·6	44·6
81	64·8	177·8	56	44·8	132·8	31	24·8	87·8	6	4·8	42·8
80	64	176	55	44	131	30	24	86	5	4	41
79	63·2	174·2	54	43·2	129·2	29	23·2	84·2	4	3·2	39·2
78	62·4	172·4	53	42·4	127·4	28	22·4	82·4	3	2·4	37·4
77	61·6	170·6	52	41·6	125·6	27	21·6	80·6	2	1·6	35·6
76	60·8	168·8	51	40·8	123·8	26	20·8	78·8	1	0·8	33·8

Alle Temperaturen werden in der Folge nach der Scale von Celsius angegeben.

213.

Ausdehnung fester Körper durch die Wärme.

Die Ausdehnung der Körper ist der Temperaturänderung proportional, so lange die Temperatur derjenigen nicht zu nahe kommt, bei welcher eine Aenderung des Aggregatzustandes eintritt.

Nennt man:

L, F, K die Länge eines Stabes, den Flächeninhalt einer Platte und den Kubikinhalt eines Körpers bei 0° Temperatur;

α die Längenausdehnung, welche ein Stab von 1^m Länge bei einer Temperaturänderung von 1° erleidet;

so ist die Länge des Stabes bei t° Temperatur $L(1+\alpha t)$
der Flächeninhalt der Platte bei t° „ $F(1+2\alpha t)$
der Kubikinhalt des Körpers bei t° „ $K(1+3\alpha t)$

Die Ausdehnungscoefficienten für verschiedene Substanzen sind in folgender Tabelle enthalten, und zwar für eine Erwärmung von 0° bis 100° Celsius.

Benennung der Substanzen.	Ausdehnung bei einer Erwärmung von 1° bis 100° Celsius.	
Blei	0·00287	$\frac{1}{348}$
Bronze	0·001816	$\frac{1}{550}$
Schmiedeeisen . . .	0·001115	$\frac{1}{896}$
Gusseisen	0·001109	$\frac{1}{901}$
Eisendraht	0·001140	$\frac{1}{877}$
Glasröhren	0·000917	$\frac{1}{1089}$
Gold	0·001475	$\frac{1}{671}$
Kupfer, geschlagen . .	0·001784	$\frac{1}{561}$
Messing, gegossen . .	0·001866	$\frac{1}{535}$
Silber	0·001988	$\frac{1}{503}$
Stahl, gehärtet . . .	0·001375	$\frac{1}{727}$
Stahl, ungehärtet . .	0·001079	$\frac{1}{926}$
Zink, gegossen . . .	0·003051	$\frac{1}{328}$
Zinn, feines	0·002233	$\frac{1}{438}$
Wasser	0·04775	$\frac{1}{20·92}$

214.

Schwindmaass,

d. h. die lineare Zusammenziehung der Metalle bei dem Uebergange aus dem flüssigen Zustande in den festen.

Gusseisen	$\frac{1}{98}$ bis	$\frac{1}{95}$ im Mittel	$\frac{1}{96}$
Messing	$\frac{1}{79}$ „	$\frac{1}{49}$ „ „	$\frac{1}{65}$
Glockenmetall (100 Kupfer, 18 Zinn) . . .	$\frac{1}{79}$ „	$\frac{1}{49}$ „ „	$\frac{1}{65}$
Kanonenmetall (100 Kupfer, 12½ Zinn) . .	$\frac{1}{139}$ „	$\frac{1}{130}$ „ „	$\frac{1}{134}$
Zink	$\frac{1}{65}$ „	$\frac{1}{57}$ „ „	$\frac{1}{62}$
Blei	$\frac{1}{104}$ „	$\frac{1}{86}$ „ „	$\frac{1}{92}$
Zinn, ohne Bleizusatz	$\frac{1}{137}$ „	$\frac{1}{120}$ „ „	$\frac{1}{128}$

215.

Schmelzpunkt verschiedener Substanzen.

Substanz.	Grad Celsius.	Substanz.	Grad Celsius.
Gehämmertes engl. Eisen	1600	Legirung	
Weiches französ. Eisen	1500	3 Th. Zinn 1 Th. Wismuth	200
Der strengflüssigste Stahl	1400	2 „ „ 1 „ „	167·7
Der leichtflüssigste Stahl	1300	3 „ „ 1 „ „	167·7
Graues Gusseisen, zweite		1 „ „ 1 „ „	141·2
Schmelzung	1200	1 Blei 4 Zinn 5 Wissmuth	118·9
Leichtflüssiges weisses		2 „ 3 „ 5 „	100
Gusseisen	1050	5 „ 3 „ 4 „	94
Gold	1250	Natrium	90
Silber	1000	Kalium	58
Bronze	900	Phosphor	43
Antimonium	432	Stearinsäure	70
Zink	360	Weisses Wachs . . .	68
Blei	334	Gelbes Wachs	61
Wissmuth	250	Stearin	43—49
Zinn	230	Wallrath	49
Legirung 5 Th. Zinn 1 Th. Blei	194	Essigsäure	45
„ 4 „ „ 1 „ „	189	Seife	33·33
„ 3 „ „ 1 „ „	186	Eis	0·0
„ 2 „ „ 1 „ „	196	Terpentinöl	—10
„ 1 „ „ 1 „ „	241	Quecksilber	—39
„ 1 „ „ 3 „ „	289		

216.

Wärmeeinheit.

Zur Messung der manchfaltigen Wirkungen, welche die Wärme hervorbringt, ist man übereingekommen, diejenige Thätigkeit als Einheit anzunehmen, welche erforderlich ist, um die Temperatur von einem Kilg. Wasser um 1° des hunderttheiligen Thermometers zu erhöhen.

217.

Specifische Wärme der Substanzen.

Man nennt specifische Wärme einer Substanz die Wärmemenge (Anzahl der Wärmeeinheiten), welche nothwendig ist, um die Temperatur der Substanz um einen Grad des hunderttheiligen Thermometers zu erhöhen.

Die folgende Tabelle gibt die specifische Wärme verschiedener Substanzen.

Specifische Wärme einiger Substanzen.

Benennung der Substanz.	Specifische Wärme.	Benennung der Gasart.	Specifische Wärme.
Antimonium	0·047	Atmosphärische Luft .	0·2669
Blei	0·029	Wasserstoffgas . . .	3·2936
Eisen	0·110	Kohlensaures Gas . .	0·2210
Gold	0·029	Sauerstoffgas . . .	0·2361
Holz, Eichen . . .	0·570	Stickstoffgas	0·2754
Kupfer	0·095	Stickstoffoxydgas . .	0·2369
Quecksilber	0·033	Oelbildendes Gas . .	0·4207
Stahl	0·107	Kohlenoxydgas . . .	0·2884
Silber	0·056	Wasserdampf	0·8470
Wissmuth	0·029		
Wasser	1·000		
Zinn	0·051		
Zink	0·093		

218.

Wärmeausstrahlungs-, Absorptions-, Zurückwerfungsvermögen verschiedener Körper.

Wärmestrahlungsvermögen.		*Wärmezurückwerfungsvermögen.*	
Lampenruss	100	Messing und Bronze	100
Wasser	100	Silber	90
Bleiweiss	100	Stahl	70
Schreibpapier	98	Blei	60
Glas	90	Glas	10
Chinesischer Tusch	85	Geöltes Papier	5
Quecksilber	20	*Wärmeabsorptionsvermögen.*	
Glänzendes Blei	19	Lampenruss	100
Polirtes Eisen	15	Tusch	96
Zinn, Silber, Kupfer, Gold.	12	Kupferfläche	14

219.

Wärmeleitungsvermögen starrer Körper.

Gold	1000
Platin	981
Silber	973
Kupfer	898
Eisen	374
Zink	363
Zinn	304
Blei	179
Marmor	23·6
Porzelan	12·2
Ziegelsteine	11·4

220.

Heizkraft der Brennstoffe.

Die Heizkraft eines Brennstoffes ist die Wärmemenge, welche beim vollkommenen Verbrennen von einem Kilogramm des Stoffes in atmosphärischer Luft entwickelt wird.

Nennt man: K H O die Mengen in Kilg. von Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, welche in einem Kilg. eines Brennstoffes enthalten sind, und W die Heizkraft dieses Brennstoffs;

so ist allgemein:

$$W = 7050\ \mathfrak{K} + 22125\ \mathfrak{H} - 2266\ \mathfrak{O}.$$

Die folgende Tabelle gibt die Heizkraft verschiedener Brennstoffe.

Benennung des Brennstoffs.	Heiz-kraft.	*Bemerkungen.*
Trockene Holzkohle	7050	für jede Holzart.
Gewöhnliche Holzkohle	6000	0.2 Wasser enthaltend.
Reine Coacks	7050	
Steinkohlen erster Qualität . . .	7050	0·02 Asche enthaltend.
„ zweiter „ . . .	6345	0·10 „ „
„ dritter „ . . .	5932	0·20 „ „
Vollkommen trockenes Holz . .	3666	für jede Holzart.
Lufttrockenes Holz	2945	0·2 Wasser enthaltend.
Torf erster Qualität	3000	
Torf, ordinärer	1500	

221.

Luftmenge, welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilgm. Brennstoff nothwendig ist.

Nennt man wiederum: $\mathfrak{K}\,\mathfrak{H}\,\mathfrak{O}$ die Mengen in Kilg. Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, welche in einem Kilg. Brennstoff enthalten sind, und L die Luftmenge in Kilg., welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilg. des Brennstoffes erforderlich ist; so hat man:

$$L = 12{\cdot}645\ \mathfrak{K} + 38{\cdot}24\ \mathfrak{H} - 4{\cdot}775\ \mathfrak{O}.$$

Für vollkommen trockenes Holz ist $L = 6{\cdot}5$ Kilg.
„ lufttrockenes Holz ist . . . . . $L = 5{\cdot}4$ „
„ Holzkohlen ist . . . . . $L = 12{\cdot}6$ „
„ Steinkohlen „ . . . . . $L = 11{\cdot}1$ „
„ Coaks „ . . . . . $L = 12{\cdot}6$ „

222.

Luftmenge, welche bei gewöhnlichen Kesselfeuerungen zum Verbrennen von 1 Kilg. Brennstoff consumirt wird.

Bei den gewöhnlichen Kesselfeuerungen ist der Erfahrung zufolge die Luftmenge, welche das Verbrennen unterhält, zweimal so gross

als die obigen kleinsten Quantitäten, welche das vollkommene Verbrennen zu bewirken vermögen. Für gewöhnliche Kesselfeuerungen ist daher zu nehmen:

Für 1 Kilg.	vollkommen trockenes Holz .	L = 13·0	Kilg.
„ 1 „	lufttrockenes Holz	L = 10·8	„
„ 1 „	Holzkohlen und Coaks	L = 25·3	„
„ 1 „	Steinkohlen	L = 22·3	„

Der Wasserdampf.

223.

Zusammenhang zwischen Temperatur, Spannkraft und Dichte bei Dämpfen, welche nur so viel Wärme enthalten, als zu ihrem Bestehen erforderlich ist.

Nennt man für solchen Dampf:

p die Spannkraft, d. h. den Druck in Kilg. auf einen Quadratmetre;
t die Temperatur;
Δ die Dichte, d. h. das Gewicht von einem Kubikmetre Dampf;

	Für Dämpfe von 1 bis 2 Atm. Spannkraft.	Für Dämpfe von 2 bis 5 Atm. Spannkraft.
$\alpha =$	0·06295	0·1427;
$\beta =$	0·000051	0·0000473;
$\frac{\alpha}{\beta} =$	1234	3017;

so lassen sich die Beziehungen zwischen p, t, Δ annähernd auf folgende Weise ausdrücken:

$$p = 10330\ (0{\cdot}2847 + 0{\cdot}0071531\ t)^5$$

$$\Delta = \alpha + \beta\ p$$

Die folgende Tabelle enthält die zusammengehörigen Werthe von t, p und Δ.

Temperatur, Spannkraft und Dichte der Wasserdämpfe.

Spannkraft des Dampfes in Atmosphären.	Quecksilbersäule von 0° Temp., welche die Spannkraft misst.	t Temperatur, 100theiliges Quecksilber-Thermometer.	p Druck auf 1 Quadrat-Metre.	$\Delta = \alpha + \beta p$ Gewicht eines Kubikmetres Dampf.	Volumen von 1 Kilg. Dampf.
Atmosph.	Centm.	Grad.	Kilg.	Kilg.	Kubikm.
0·116	8·87	50°	1205	0·0797	12·547
0·149	11·37	55°	1544	0·1005	9·951
0·191	14·47	60	1965	0·1260	7·936
0·240	18·27	65	2482	0·1568	6·377
0·301	22·90	70	3112	0·1932	5·176
0·373	28·31	75	3963	0·2433	4·110
0·463	35·21	80	4783	0·2892	3·458
0·568	43·17	85°	5865	0·3497	2·859
0·691	52·53	90	7136	0·4196	2·383
0·835	63·43	95	8617	0·4998	2·001
1·00	76·00	100	10330	0·5913	1·691
1·50	114	112·2	15490	0·8583	1·165
2·00	152	121·4	20660	1·1177	0·895
2·50	190	128·8	25820	1·3711	0·720
3·00	228	135·1	30990	1·6200	0 617
3·50	266	140·6	36150	1·8647	0·536
4·00	304	145·4	41320	2·1072	0·474
4·50	342	149·06	46480	2·3495	0·426
5·00	380	153·08	51650	2·5860	0·386
5·50	418	156·80	56810	2·8196	0·355
6·00	456	160·20	61980	3·0520	0·328
6·50	494	163·48	67140	3·2810	0·305
7·00	532	166·50	72310	3·5106	0·285
7·50	570	169·37	77470	3 7353	0·268
8·00	608	172·10	82640	3·9784	0·251
9·00	684	177·10	92970	4·4057	0·227
10·00	760	181·60	103350	4·8477	0·206
11·00	836	186·03	113630	5·2807	0·189
12·00	912	190·00	123960	5·7100	0·175
13·00	988	193·70	134290	6·1367	0·163
14·00	1064	197·19	144620	6·5595	0·152
15·00	1140	200·48	154950	6·9790	0·143
16·00	1216	203·60	165280	7·3957	0·135
17·00	1292	206·57	175610	7·8087	0·128
18·00	1368	209·40	185940	8·2196	0·122
19·00	1444	212·10	196270	8·6284	0·116
20·00	1520	214·70	206600	9·0336	0·111
Atmosph.	Centm.	Grad.	Kilg.	Kilg.	Kubikm.

224.

Wärmemenge zur Verwandlung von 1 Kilg. Wasser in Dampf.

Zur Verwandlung von 1 Kilg. Wasser von t° Temperatur in Dampf von irgend einer Spannkraft sind 650 — t Wärmeeinheiten nothwendig.

225.

Verdichtung oder Condensation des Dampfes.

Um 1 Kilg. Dampf, welcher sich in einem geschlossenen Gefäss befindet, durch Einspritzen von Wasser, das eine Temperatur t hat, so weit zu condensiren, dass die Temperatur des Gemenges T Grad wird, braucht man annähernd

$$\frac{650 - t}{T - t} \text{ Kilg. Wasser.}$$

226.

Ausströmung des Dampfes aus einem Gefäss.

Nennt man:

P den Druck des Dampfes im Gefäss auf 1 Quadratmet.;

p die Spannung, welche in dem Raum herrscht, nach welchem der Dampf entweicht; gemessen durch den Druck per 1 Quadratmet.;

$\alpha + \beta P$ } Gewicht von einem Kubikmet. Dampf, dessen Spannkraft
$\alpha + \beta p$ } P und p ist:

(Die Werthe von α und β sind in Nr. 223 angegeben).

Ω den Querschnitt der Ausströmungsöffnung in Quadratmet.;

k den Contraktions-Coefficienten für die Ausströmungsöffnung;

Q die Quantität Dampf in Kilg., welche per 1″ ausströmt;

U die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf entweicht;

so ist:

$$U = \sqrt{\frac{2g}{\beta} \text{ log. nat. } \frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}}$$

$$Q = k\ \Omega\ (\alpha + \beta p)\ U.$$

Die folgende Tabelle enthält für verschiedene Werthe von $\frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}$ die entsprechenden Werthe von U.

$\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$	U Metres.	$\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$	U Metres.
1·1	135	3	460
1·2	187	4	516
1·3	225	5	556
1·4	254	6	587
1·5	279	7	612
1·6	300	8	640
1·7	319	9	650
1·8	336	10	666
1·9	351	11	679
2·0	365	12	691

227.

Kamine.

Die Dimensionen der Kamine können mit einer für die Praxis genügenden Genauigkeit durch folgende Regeln bestimmt werden.

Nennt man:

$\mathfrak{S}$ die Steinkohlenmenge in Kilg., welche per 1 Stunde auf einem Feuerheerd verbrannt wird;

$\mathfrak{H}$ die Holzmenge in Kilg., welche stündlich auf einem Heerd verbrannt wird;

$\mathfrak{L}$ die Luftmenge in Kilg., welche stündlich durch das Kamin aufsteigt;

N für Dampfmaschinen-Kesselheizungen, die Pferdekraft der Maschine oder des Kessels;

H die Höhe des Kamins;

Ω der untere Querschnitt des Kamins;

d die untere, d_1 die obere } Weite des Kamins;

e die untere, e_1 die obere } Mauerdicke des Kamins;

so hat man zur Bestimmung einer der 4 Grössen N, $\mathfrak{S}$, $\mathfrak{H}$, $\mathfrak{L}$, wenn die drei andern bekannt sind, folgende Beziehungen:

$$N = \frac{\mathfrak{S}}{6} = \frac{\mathfrak{H}}{12} = \frac{\mathfrak{L}}{132}$$

$$\mathfrak{S} = 6N = \frac{\mathfrak{H}}{2} = \frac{\mathfrak{L}}{22}$$

$$\mathfrak{H} = 12\,N = 2\,\mathfrak{S} = \frac{\mathfrak{L}}{11}$$

$$\mathfrak{L} = 132\,N = 11\,\mathfrak{H} = 22\,\mathfrak{S}$$

Sodann findet man die Hauptdimensionen des Kamins, dessen Höhe durch Lokal- oder andere Verhältnisse bekannt ist, durch folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \frac{N}{14\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{S}}{84\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{H}}{168\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{L}}{1848\sqrt{H}}$$

$$d_t = d - 0{\cdot}013\,H$$

$$e_t = 0{\cdot}18^m$$

$$e = 0{\cdot}18 + 0{\cdot}015\,H$$

Für freistehende Kamine ist es zweckmässig, die Höhe 25 Mal so gross zu machen, als den unteren Durchmesser. Die Dimensionen dieser Kamine sind:

$$H = 5{\cdot}03\,(N)^{\frac{2}{5}} = 2{\cdot}45\,(\mathfrak{S})^{\frac{2}{5}} = 2{\cdot}90\,(\mathfrak{H})^{\frac{2}{5}} = 0{\cdot}65\,(\mathfrak{L})^{\frac{2}{5}}$$

$$d = \frac{H}{25}$$

$$d_t = d - 0{\cdot}013\,H$$

$$e_t = 0{\cdot}18$$

$$e = 0{\cdot}18 + 0{\cdot}015\,H$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

Abmessungen freistehender Kamine.

H Höhe des Kamins.	d untere Weite im Licht.	d_1 obere Weite im Licht.	e_1 obere Mauer-dicke.	e untere Mauer-dicke.	N Pferde-kraft.	S Steinkoh-len per 1 Stunde.	H Holz per 1 Stunde.
12	0·48	0·32	0·18	0·36	8·8	52·8	105
13	0·52	0·35	0.18	0·38	10·7	64·2	128
14	0·56	0·38	0·18	0·40	12·9	77·4	154
15	0·60	0·41	0·18	0·42	15·3	91·8	183
16	0·64	0·43	0·18	0·43	18·0	108	216
17	0·68	0·46	0·18	0·45	21·0	126	252
18	0·72	0·49	0·18	0·46	24·0	145	290
19	0·76	0·51	0·18	0·48	27·7	166	332
20	0·80	0·54	0·18	0·49	31·5	189	378
21	0·84	0·57	0·18	0·51	35·6	214	428
22	0·88	0·59	0·18	0·52	40·0	240	480
23	0·92	0·62	0·18	0·54	44·7	268	536
24	0·96	0·65	0·18	0·55	49·6	298	596
25	1·00	0·68	0·18	0·57	55·0	330	660
26	1·04	0·70	0·18	0·58	60·7	364	728
27	1·08	0·72	0·18	0·60	66·8	400	800
28	1·12	0·75	0·18	0·61	73·1	439	878
29	1·16	0·78	0·18	0 63	80·2	481	962
30	1·20	0·81	0·18	0·64	86·9	521	1042
31	1·24	0·84	0·18	0·66	94·2	565	1130
32	1·28	0·86	0·18	0·67	100	600	1200
33	1·32	0·89	0·18	0·69	109	654	1308

Die Abmessungen der Fundamente können nach folgenden Regeln bestimmt werden.

Fig. 166 Tafel XIX g h i k Betonmasse. a b c f Quadermasse.
Höhe des ganzen Fundamentes mit Einschluss der Betonmasse 3·5 d.
Neigungswinkel des Fundamentkörpers 60°.
Breite der Quadermasse 5 d.
Höhe der Quadersteine ungefähr gleich e.

Dampfkessel.

228.

Verhältniss zwischen der Wärmemenge, die in den Kessel eindringt und derjenigen, welche durch den Brennstoff entwickelt wird.

Vorausgesetzt, dass der Brennstoff auf dem Rost vollkommen verbrannt wird, so dass daselbst aller Kohlenstoff in Kohlensäure und aller

Wasserstoff in Wasserdampf verwandelt wird, ist das Verhältniss jener beiden Wärmemengen:

$$\frac{W_1}{W} = \left[1 - \frac{s\,m\,l}{B\,\mathfrak{H}}\,(T - t)\right]\left[1 - e^{-\frac{\lambda}{s}\,\frac{F}{m\,e}}\right]$$

Die Bedeutung der Buchstaben ist:

B Brennstoffmenge in Kilg., welche per 1″ auf dem Rost verbrannt wird;

$\mathfrak{H}$ Heizkraft von 1 Kilg. Brennstoff;

l kleinste Luftmenge, welche zum vollständigen Verbrennen von 1 Kilg. Brennstoff nothwendig ist;

m l die wirkliche Luftmenge in Kilg., welche bei der Verbrennung vorhanden ist;

$s = 0{\cdot}26$ die Wärmecapacität der Luft;

$\lambda = \frac{1}{158}$ die Wärmemenge, welche durch 1 Quadratmetre. Blechfläche in einer Sekunde durchgeht, wenn die Temperatur-Differenz diesseits und jenseits der Fläche 1° beträgt;

F die Heizfläche des Kessels, d. h. derjenige Theil der Oberfläche eines Kessels, welcher einerseits von der Flamme und von der erhitzten Luft, anderseits von dem im Kessel befindlichen Wasser berührt wird;

W die Wärmemenge, welche durch vollkommenes Verbrennen von B Kilg. Brennstoff entwickelt wird;

W_1 die Wärmemenge, welche in den Kessel eindringt und Dampf bildet;

T die Temperatur des Wassers im Kessel;

t die Temperatur der in den Feuerheerd einströmenden Luft;

$e = 2{\cdot}718$ die Basis der natürlichen Logarithmen.

Für Heizungen mit Steinkohlen ist gewöhnlich:

$$\frac{l}{B} = 11, \quad m = 2, \quad \mathfrak{H} = 7000, \quad T - t = 100$$

und dann wird:

$$\frac{W_1}{W} = 0{\cdot}919\left(1 - e^{-\frac{F}{900\,B}}\right)$$

Vermittelst dieses Ausdruckes findet man folgende Resultate:

$\frac{F}{B}$	500	600	840	1050	1260
$\frac{W_1}{W}$	0·391	0·447	0·558	0·630	0·665
Dampfmenge in Kilg. per 1 Kilg. Steinkohlen	4·3	4·9	6·1	6·93	7·33
Heizfläche per 1 Kilg. Dampf per 1″ . . .	116	122	137	151	171 Quadratm.

229.

Hauptabmessungen der Dampfkessel.

Die wichtigste von allen Bestimmungen ist die Heizfläche, d. h. derjenige Theil der Kesselfläche, welche einerseits vom Feuer und von der heissen Luft, anderseits von dem im Kessel befindlichen Wasser berührt wird. Diese Heizfläche beträgt für jede Pferdekraft der Maschine:

a) Für Landmaschinen . . . . 1·5 Quadratm.
b) Für Schiffsmaschinen . . . 1 „

1 Quadratmeter Heizfläche liefert in 1 Sekunde 0·0067 Klg. Dampf,
1 „ „ „ „ 1 Minute 0·4 „ „
1 „ „ „ „ 1 Stunde 24 „ „

Zur Production von 1 Klg. Dampf per 1 Sekunde sind erforderlich 150 Quadratmeter Heizfläche.
Zur Production von 1 Kilg. Dampf per 1 Minute sind erforderlich 2·5 Quadratmeter Heizfläche.
Zur Production von 1 Kilg. Dampf per 1 Stunde sind erforderlich 0·041 Quadratmeter Heizfläche.

230.

Cylindrische Kessel mit oder ohne Siedröhren.

Nennt man:
F die Heizfläche, welche der Kessel erhalten soll;
D den Diameter des Hauptkessels;
L die ganze Länge des Hauptkessels;
d den Durchmesser einer Siedröhre;
l die Länge einer Siedröhre;

m m_1 die Zahlen, welche ausdrücken, wie oftmal die Oberflächen des Hauptkessels und eines Siedrohres grösser sind, als die Heizflächen derselben;

i die Anzahl der Siedröhren,

so ist:

$$D = \sqrt{\frac{F}{\pi \frac{L}{D}\left\{\frac{1}{m} + \frac{i}{m_1}\left(\frac{d}{D}\right)\left(\frac{L}{l}\right)\right\}}}$$

Für Kessel ohne Siedröhren ist: $i = o$, $m = 1{\cdot}757$, und dann wird:

$$D = 0{\cdot}75\sqrt{\frac{D}{L}F}$$

Für $\frac{L}{D} =$	4	5	6
wird $D =$	$0{\cdot}375\sqrt{F}$	$0{\cdot}335\sqrt{F}$	$0{\cdot}306\sqrt{F}$

Für Kessel mit 2 Siedröhren ist $i = 2$, $m_1 = 1$, $m = 1{\cdot}3$, $\frac{d}{D} = 0{\cdot}4$ $\frac{l}{L} = 1$ zu setzen und dann wird:

$$D = 0{\cdot}446\sqrt{\frac{D}{L}F}$$

Für $\frac{L}{D} =$	4	5	6
wird $D =$	$0{\cdot}223\sqrt{F}$	$0{\cdot}20\sqrt{F}$	$0{\cdot}182\sqrt{F}$

Für Kessel mit 3 Siedröhren ist $i = 3$, $m_1 = 1$, $m = 1{\cdot}3$, $\frac{d}{D} = \frac{1}{3}$, $\frac{l}{L} = 1$ zu setzen und dann wird:

$$D = 0{\cdot}420\sqrt{\frac{D}{L}F}$$

Für $\frac{L}{D} =$	4	5	6
wird $D =$	$0{\cdot}210\sqrt{F}$	$0{\cdot}188\sqrt{F}$	$0{\cdot}171\sqrt{F}$.

231.

Der Rost.

Nennt man: S die Steinkohlenmenge in Kilg. und H die Holzmenge in Kilg., welche stündlich auf einem Rost verbrannt werden sollen und N die Pferdekraft des Kessels, zu welchem der Rost gehört, so ist die Rostfläche **R** zu nehmen wie folgt:

$$R = \frac{N}{10} = \frac{S}{50} = \frac{H}{250}.$$

Die leeren Zwischenräume sollen bei Steinkohlenfeurung $\frac{1}{7}$ und bei Holzfeurung $\frac{1}{4}$ der ganzen Rostfläche betragen.

Die Dimensionen der Roststäbe sind nach den in Fig. 162 angegebenen Verhältnissen zu nehmen.

232.

Einmauerung der Kessel.

Auf Tafel XIX. findet man die Verhältnisse der Hauptdimensionen der Kessel und jene der Einmaurung zum Durchmesser des Kessels angegeben.

Fig. 157, 158, 159, 160, Kessel ohne Siedröhre, die Länge 6 mal so gross als der Durchmesser.

Fig. 163, 164, 165, 166, Kessel mit 2 Siedröhren; der Kessel 5 mal so lang als der Durchmesser.

233.

Wanddicke cylindrischer Kessel.

Zur Bestimmung der Wanddicke der Kessel kann man folgende Formel gebrauchen, nach welcher in Frankreich die Kesselbleche genommen werden müssen:

$$\delta = 0{\cdot}018\ D\ (n - 1) + 3$$

δ Wanddicke des Kessels in Millimeter.
D Durchmesser des Kessels in Centimeter.

n Grösste Spannung des Dampfes, welcher der Kessel beim Gebrauch ausgesetzt werden darf, in Atmosphären.

Die folgende Tabelle gibt die Resultate, welche diese Formel liefert:

Durchmesser des Kessels.	Druck des Dampfes in Atmosphären.						
	2	3	4	5	6	7	8
Centimeter.							
50	3·90	4·80	5·70	6·60	7·50	8·40	9·30
55	3·99	4·98	5·97	6·96	7·95	8·94	9·93
60	4·08	5·16	6·24	7·32	8·40	9·48	10·56
65	4·17	5·34	6·51	7·68	8·85	10·02	11·19
70	4·26	5·52	6·78	8·04	9·30	10·56	11·82
75	4·35	5·70	7·05	8·40	9·75	11·10	12·45
80	4·44	5·88	7·32	8·76	10·20	11·64	13·08
85	4·53	6·06	7·59	9·12	10·65	12·18	13·71
90	4·62	6·24	7·86	9·48	11·10	12·72	14·34
95	4·71	6·42	8·13	9·84	11·55	13·26	14·97
100	4·80	6·60	8·40	10·20	12·01	13·80	15·60

234.

Verniethung der Bleche. Tafel XlX. Fig. 161.

Durchmesser eines Niethbolzens	2 δ
Durchmesser des halbkugelförmigen Kopfes	3 δ
Durchmesser des konischen Kopfes	4 δ
Ganze Höhe einer Niethe mit Einschluss der Köpfe	5 δ
Entfernung zweier auf einander folgenden Niethen von Mittel auf Mittel	5 δ
Entfernung der Mittelpunkte der Niethen vom Rand des Bleches .	3 δ

235.

Sicherheits-Ventile.

Nennt man:
d den Durchmesser der Oeffnung in Centimeter;
N die Pferdekraft des Kessels, für welchen das Ventil bestimmt ist;

n das Maximum der Spannkraft in Atmosphären, welche im Kessel eintreten darf;
q die Belastung in Kilg. des Ventils für jede Pferdekraft des Kessels,
so ist

für	n =	1·5	2·4	3·6	4·8	6	Atmosphären
	d =	2·8 $\sqrt{N}$	1·89 $\sqrt{N}$	1·64 $\sqrt{N}$	1·43 $\sqrt{N}$	1·30 $\sqrt{N}$	Centim.
	q =	2·12	3·16	4·38	5·05	5·5	Kilg.

Heizungen zur Erwärmung der Localitäten.

236.

Practische Regeln zur Bestimmung der Wärmemenge, welche die Beheizung eines Raumes erfordert.

Gewöhnlich wird angenommen, dass die Wärmemenge, welche zur Beheizung eines Raumes nothwendig ist, der Grösse des Raumes proportional sei. Obgleich diese Regel unrichtig ist, indem jene Wärmemenge nicht nach dem Raume, sondern nach der Grösse und Beschaffenheit der den Raum begrenzenden Flächen zu bestimmen ist, so erhält man mit derselben doch ziemlich brauchbare Resultate. Gewöhnlich rechnet man:

Für Wohnhäuser 15° Temperatur und 32 Wärmeeinheiten per 1 Stunde per 1 Kubikm.
Für Spitäler 14° Temperatur und 21 Wärmeeinheiten per 1 Stunde per 1 Kubikm.
Für Fabrikgebäude 12° Temperatur und 16 Wärmeeinheiten per 1 Stunde per 1 Kubikm.
Treibhäuser für Pflanzen nördlichen Climas 6—10° Temperatur und 64 Wärmeeinheiten per 1 Stunde per 1 Kubikm.
Treibhäuser für Pflanzen südlichen Climas 18—20° Temperatur und 130 Wärmeeinheiten per 1 Stunde per Kubikm.

237.

Genaues Verfahren zur Bestimmung der Wärmemenge, welche die Beheizung eines Raumes erfordert.

Nennt man:
M die Mauerfläche, Deckfläche und Bodenfläche, welche den zu erwärmenden Raum einschliessen, die Fensterflächen nicht mitgerechnet;

F die Summe der Fensterflächen, welche in dem zu erwärmenden Raum vorkommen;
e die Mauerdicke;
Δ_0 die niedrigste Temperatur der äusseren Luft im Winter;
Δ die Temperatur, welche in dem Raum hervorgebracht werden soll, wenn die äussere Temperatur Δ_0 ist;
m n zwei Zahlen, welche von der Natur des Baumaterials abhängen;
p die Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmetre Fensterfläche bei einer Temperaturdifferenz von 1° verloren geht;
f ein Coefficient, welcher von dem Umstand abhängt, ob die Heizung continuirlich fortgeht oder mit Unterbrechungen;
so ist die Wärmemenge, welche stündlich die Beheizung des Raums erfordert, wenn derselbe nicht künstlich ventilirt wird,

$$W = f\left(\frac{m\,n}{m\,e + n}\,M + p\,F\right)(\Delta - \Delta_0).$$

Für Bruchsteinmauerwerk ist	m = 9	n = 0·80
Für Backsteinmauern	m = 9	n = 0·68
Für einfache Glasfenster	p = 3·66	
Für Doppelfenster	p = 2·00	
Für ununterbrochene Heizung	f = 1·5	
Wenn nur bei Tag geheizt wird, bei Nacht aber nicht	f = 2.	

In den gewöhnlicheren Fällen ist anzunehmen: a) Mauern aus Bruchsteinen. b) Mauerdicke 0·6^m. c) Einfache Fenster. d) Heizung mit Unterbrechung. e) Grösste Temperaturdifferenz 30° und dann wird:

$$W = 70\,M + 220\,F.$$

238.

Heizung mit Lufterneuerung für Localitäten, in welchen sich eine grössere Anzahl Menschen aufhalten.

Ein Mensch bedarf stündlich 6 Kubikm. oder $6 \times 1{\cdot}3 = 7{\cdot}8$ oder nahe 8 Kilg. atmosphärische Luft. Die Wärmemenge, welche ein Mensch per 1 Stunde entwickelt, beträgt ungefähr 73 Einheiten; von diesen werden aber $25 = 0{\cdot}038 \times 650$ Einheiten zur Dampfbildung verwendet, es bleiben also noch $73 - 25 = 48$ Einheiten übrig, welche erwärmend wirken. Nennt man nun:

q die Luftmenge in Kilg., welche stündlich durch Ventilation dem zu erwärmenden Raume in reinem aber kalten Zustande zugeleitet und in unreinem Zustande aus dem Raume abgeleitet werden soll;
$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Menschen, welche sich in dem Raume aufhalten;
W die Wärmemenge, welche stündlich durch den Heizapparat entwickelt werden muss, um in dem Raum eine Temperatur Δ zu erhalten, so ist:

$$W = f\left(\frac{m\,n}{m\,e + n}\,M + p\,F\right)(\Delta - \Delta_0) + 0{\cdot}266\,q\,(\Delta - \Delta_0) - 48\,\mathfrak{N}.$$

Gewöhnlich ist zu nehmen: $q = 8\,\mathfrak{N}$, und f n m p e, $\Delta - \Delta_0$, wie in vorhergehender Nummer und dann wird:

$$W = 70\,M + 220\,F + 11\,\mathfrak{N}.$$

239.

Dampfheizung.

Wenn irgend ein Heizapparat angeordnet werden soll, muss zuerst nach den Regeln der vorhergehenden Nummer die Wärmemenge bestimmt werden, welche stündlich zur Erwärmung des Raumes nothwendig ist.

Nennt man:
W die Wärmemenge, welche stündlich zur Beheizung des Raumes nothwendig ist;
R die Oberfläche der Dampfröhren, welche die Wärme abgeben;
T die Temperatur des Dampfes im Kessel und in den Röhren;
Δ die Temperatur, welche in dem Raum hervorgebracht werden soll, so hat man:

a) Die Oberfläche der Dampfröhren:

$$R = \frac{W}{7{\cdot}7\,[1 + 0{\cdot}0066\,(T - \Delta)]\,(T - \Delta)}$$

Gewöhnlich ist zu setzen: $T - \Delta = 80$ und dann wird:

$$R = \frac{W}{941}.$$

b) Dampfmenge in Kilg., welche stündlich zur Heizung erforderlich ist.

$$\frac{W}{650 - T}.$$

Gewöhnlich wird Dampf von einer Atmosphäre Spannung angewendet, dann ist die Dampfmenge

$$\frac{W}{550}.$$

c) Stündlicher Verbrauch an Steinkohlen:

$$\frac{1}{6} \cdot \frac{W}{550}.$$

d) Heizfläche des Dampfkessels:

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{W}{550}.$$

240.

Wasserheizung mit hoher Temperatur nach Perkins.

Diese Heizungen wurden bis jetzt nach folgenden praktischen Erfahrungsregeln eingerichtet.

a) W Wärmemenge, welche stündlich zur Heizung des Raumes nothwendig ist.

b) Totale Länge der sämmtlichen Wärmeröhren . . $= \frac{W}{118}$ Metre.

c) Grösste Länge einer Wärmeröhre, gemessen von dem Austritt aus dem Ofen bis zum Wiedereintritt 160m.

d) Anzahl der Circulationen. Die kleinste Anzahl der Circulationen wird gefunden, wenn man die totale Länge der Wärmeröhren durch 160 dividirt.

e) Länge der Heizröhren, d. h. der Spirale, welche sich in dem Ofen befindet, um die Wärme des Brennstoffes aufzunehmen, gleich $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{4 \cdot 5}$ von der Länge einer Wärmeröhre.

f) Verhältniss zwischen dem Volumen der Expansionsröhre und dem inneren Volumen einer Wärmeröhre . . . . . $\frac{1}{5}$.

g) Innerer Durchmesser der Spirale und der Wärmeröhre . . . . . 0·012^m.

h) Aeusserer Durchmesser dieser Röhren . . . . 0·025^m.

i) Wanddicke dieser Röhren . . . . . 0·0065^m.

k) Innerer Durchmesser einer Expansionsröhre . . 0·0500^m.

l) Temperatur des circulirenden Wassers bei dem Eintritt in die Spirale . . . . . 60°.
Bei dem Austritt aus der Spirale . . . . . 150° bis 200°.

m) Brennstoffverbrauch in einer Stunde in Kilg.

Holzfeuerung . . . . . $= \frac{W}{1500}$ bis $\frac{W}{1000}$.

Steinkohlenfeuerung . . . $= \frac{W}{3000}$ bis $\frac{W}{2000}$.

Gasbeleuchtung.

Beleuchtung mit Steinkohlengas.

241.

Lichtstärke der Kerzen, Lampen und Gasbrenner.

a) Eine Talgkerze von $\frac{1}{6}$ Pfund Gewicht brennt durch 9·5 Stunden, und gibt so viel Licht, als ein Gasbrenner, welcher per 1 Stunde 14 Litres Steinkohlengas verbrennt.

b) Eine gemeine Lampe mit plattem Docht verbrennt per 1 Stunde 13 Grammes Oel, gibt eine Lichtstärke von 1·13 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 16 Litres Gas verbrennt.

c) Eine Wachskerze (5 auf 1 Pfund) gibt eine Lichtstärke von 1·1 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 16 Litres Gas verbrennt.

d) Eine Argand'sche Lampe, welche per 1 Stunde 30 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 4 Talgkerzen und wird durch

einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 56 Litres Gas verbrennt.

e) Eine Sinombralampe, welche per 1 Stunde 50 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 7·6 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 107 Litres Gas verbrennt.

f) Eine Carcellampe, welche per 1 Stunde 42 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 7·71 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher stündlich 108 Litres Gas verbrennt.

242.

Tabelle zur Vergleichung des Brennstoffverbrauches.

(Die Zahlen einer Horizonalkolumne geben die Brennstoffmengen, welche gleiche Lichtmenge entwickeln.)

Kerzenbeleuchtung.		*Oellampenbeleuchtung.*			*Steinkohlengas.*		*Oelgas*
Talg. Kilg.	Wachs Kilg.	Carcel.	Sinombra.	Platte Dochte.	Gas in Litres.	Steinkohlen in Kilg.	in Litres.
1·00	0·92	0·59	0·71	1·26	1530	7·30	566
1·09	1·00	0·65	0·78	1·37	1670	7·94	619
1·67	1·54	1·00	1·19	2·11	2570	12·20	951
1·40	1·29	0·84	1·00	1·76	2140	10·00	793
0·80	0·73	0·47	0·57	1·00	1210	5·75	448
0·65	0·60	0·39	0·47	0·83	1000	4·76	370
0·14	0·13	0·08	0·10	0·17	210	1·00	78
1·76	1·61	1·05	1·26	2·23	2700	13·00	1000

Tabelle über die Brennstunden in den einzelnen Monaten, Quartalen und im Jahre.

Anfang und Ende der Brennzeit.	Erstes Quartal.			Zweites Quartal.			Drittes Quartal.			Viertes Quartal.			Erstes Quartal.	Zweites Quartal.	Drittes Quartal.	Viertes Quartal.	Im Jahre.
	April.	Mai.	Juni.	Juli.	August.	September.	October.	November.	December.	Januar.	Februar.	März.					
Von der Dämmerung bis 6 Uhr . .	—	—	—	—	—	2	31	62	80	65	33	4	—	2	173	102	277
„ 7 „ . .	4	—	—	—	14	22	62	92	111	96	61	31	4	36	265	188	493
„ 8 „ . .	28	4	—	—	40	52	93	122	142	127	89	62	32	92	357	278	759
„ 9 „ . .	58	29	8	13	71	82	124	152	173	158	117	93	95	166	449	368	1078
„ 10 „ . .	88	60	38	44	102	112	155	182	204	189	145	124	186	258	541	458	1443
„ 11 „ . .	118	91	68	75	133	142	186	212	235	220	173	155	277	350	633	548	1808
„ 12 „ . .	148	122	98	106	164	172	217	242	266	251	201	186	368	442	725	638	2173
Die ganze Nacht . .	295	242	195	217	307	345	421	473	527	512	411	382	732	869	1421	1305	4327
Morgens von 4 Uhr .	28	2	—	—	16	48	80	110	137	137	98	71	30	64	327	306	727
„ „ 5 „ .	3	—	—	—	—	18	49	80	106	106	70	40	3	18	235	216	472
„ „ 6 „ .	—	—	—	—	—	—	18	50	75	75	42	9	—	—	143	126	269
„ „ 7 „ .	—	—	—	—	—	—	—	20	44	44	14	—	—	—	64	58	122

Nach diesen Angaben und Tabellen kann sehr leicht die Gasmenge und der Aufwand an Kohlen berechnet werden, die für irgend eine Beleuchtung mit Gas nothwendig sind.

244.

Die Retorten.

Zweckmässigste Form der Retorten: ein Halber Cylinder.

Länge einer Retorte	$2{\cdot}5^m$
Weite	$0{\cdot}4^m$
Höhe	$0{\cdot}3^m$
Metalldicke	$0{\cdot}03^m$
Gewicht einer Retorte	400 bis 500 Kilg.
Füllung einer Retorte mit Steinkohlen	75 Kilg.
Dauer einer Operation	5 Stund.

Wenn mit Coaks gefeuert wird, kann man annehmen, dass bei Oefen mit 5 oder mehr Retorten zur Destillation von 1 Klg. Steinkohlen $\frac{1}{4}$ Klg. Coaks auf dem Rost verbrannt werden; und dann gewinnt man für je 1 Kilg. Steinkohlen:

Coaks in Kilg.	Theer in Kilg.	Amoniakwasser Kilg.	Steinkohlengas in Litres.
0·333	0·064	0·1	256

Eine Retorte destillirt per 1 Tag $5 \times 75 = 375$ Kilg. Steinkohlen; und das Resultat ist:

Coaks. Kilg.	Theer. Kilg.	Amoniakwasser. Kilg.	Steinkohlengas. Kubikm.
125	24	37	96

Nennt man:

Q den stündlichen Gasverbrauch in Kubikmetres, und

T die Beleuchtungszeit in Stunden am kürzesten Tag;

so ist:

Die kleinste Anzahl der Retorten, welche zur Gasproduktion genügt:

$$\frac{Q\,T}{96}$$

Wegen Reparaturen an den Oefen und Erneuerung der Retorten soll die Anzahl derselben um die Hälfte grösser gemacht werden, als zur Gasproduktion gerade hinreicht.

Die totale Anzahl der Retorten ist demnach:

$$\frac{Q\,T}{64}$$

Dauer einer Retorte . . . . . 9 bis 12 Monate.

		Länge.	Breite.	Höhe.
Dimension eines Ofens für	3 Retorten	2m	1·4m	1·3m
	5 „	2m	2m	1·3m

Coaksfeuerung auf 1 Retorte per 1 Stunde . . . 4 Kilg.
Rostfläche auf 1 Retorte . . . . . 0·04 Quadratm.
Höhe der Brennstoffschichte auf dem Rost . . . . 0·2 bis 0·3m

Das Kamin muss so gross gemacht werden als für eine Dampfmaschine, deren Pferdekraft um die Hälfte grösser ist, als die kleinste Anzahl der Retorten, welche für die Gasproduktion nothwendig ist.

Länge des Retortenhauses für jede Retorte . . . 0·5m bis 0·6m
Tiefe (nach der Axe der Retorten) . . . . . 7m „ 8m
Höhe des Hauses . . . . . 6m „ 8m

245.

Vorlage.

Durchmesser der Vorlage . . . . . 0·3m
Länge derselben: übereinstimmend mit der Ausdehnung der Retortenöfen.

246.

Condensator.

Abkühlungsfläche der Röhren:
a) für jede Retorte, welche zur geforderten Gasproduktion nothwendig ist . . . . . 2 bis 3 Quadratm.
b) für je 1000 Kubikmet. Gas, welche am kürzesten Tag produzirt werden müssen . . . . . 26 bis 30 „
Durchmesser der Röhren im Lichten . . . . . 0·16m
Höhe der Röhren . . . . . 4m bis 5m

247.

Reinigungsapparat.

Die Reinigung des Gases geschieht meistentheils mit angefeuchtetem Kalk. Es sind immer 2 Apparate nothwendig, damit wenigstens einer im Gang sein kann, wenn in dem andern der Kalk ersetzt wird.

Volumen der beiden Reinigungs-Apparate für jede Retorte . . . . . 0·5 Kubm.

Kalkverbrauch zur Reinigung von 100 Kubikmet. Gas . . . . . 20 Litres bis 30 Litres.

Auf 1 Quadratmet. Weidengeflicht werden 20 Litres Kalk ausgebreitet.

248.

Der Gasbehälter.

Nennt man:
$\mathfrak{V}$ das Volumen des Gasbehälters;
D den Durchmesser desselben;
H die Höhe desselben;
Q den stündlichen Gasverbrauch in Kubikmet.;
T die Beleuchtungszeit am kürzesten Tag;
so ist m Minimum:

$$\mathfrak{V} = (24 - T)\frac{T}{24}\,Q$$

für	T =	5	6	7	8	9	10	11	12
wird	$\frac{\mathfrak{V}}{Q}$ =	4	4·5	5	5·3	5·6	5·8	6	6

Hat man das Volumen $\mathfrak{V}$ berechnet, so findet man:

$$D = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi}\,\mathfrak{V}} = 1{\cdot}37\,\sqrt[3]{\mathfrak{V}}$$

$$H = \tfrac{1}{2}\,D.$$

249.

Gasleitung.

Nennt man:
Q die Gasmenge in Kubikmet., welche per Stunde durch eine Röhre geleitet werden soll;
D den Durchmesser der Röhre in Millimet.;
V die Geschwindigkeit der Bewegung des Gases in der Röhre;
so ist zu nehmen:

$V = 0{\cdot}3\ (1 + \frac{1}{10}Q)$ wenn $Q < 100$ Kubikmet.

$V = 3^m$ wenn $Q \geqq 100$ „

$D = 33\sqrt{\frac{Q}{1+0{\cdot}1\,Q}}$ wenn $Q < 100$ „

$D = 10\sqrt{Q}$ wenn $Q \geqq 100$ „

Die folgende Tabelle enthält die Resultate dieser Formeln. Bei der Berechnung der Zahl der Brenner wurden 100 Litres Gas per Stunde auf 1 Brenner gerechnet:

Gasmenge, welche stündlich durch die Röhre zu leiten ist.	Anzahl der Gasbrenner, welchen das Gas zugeleitet wird.	Geschwindigkeit des Gases in der Röhre in Metres und per 1″	Durchmesser der Röhre in Millimet.
Litres.		Metres.	
100	1	0.300	10·5
500	5	0·315	23·0
1000	10	0 330	32·0
2000	20	0·360	43·0
3000	30	0·390	50·5
4000	40	0·420	74·8
5000	50	0·450	60·8
6000	60	0·480	64·9
7000	70	0·510	67·5
8000	80	0·540	70·2
9000	90	0·570	72·5
10000	100	0·600	74·5
20000	200	0·900	86·0
30000	300	1·200	91·3
40000	400	1·500	94·3
50000	500	1·800	96·3
60000	600	2·100	97·5
70000	700	2·400	98·6
80000	800	2·700	100·0
90000	900	3·000	100·0
100000	1000	3·000	100·0

250.

Die Brenner.

Einfache Brenner.

Die vortheilhafteste Höhe der Flamme ist:

für Steinkohlengas . . . . = $0{\cdot}12^m$

für Oehlgas . . . . . = $0{\cdot}10^m$

Nennt man d den Durchmesser der Ausströmungsöffnung in Milimet., q die Gasmenge in Litres, welche per 1 Sekunde ausströmen soll, so ist:

$$d = \frac{1}{13}\sqrt{q}$$

Lichtstärke der Flamme nach Talgkerzen . .	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Gasmenge in Litres per 1 Stunde (Steinkohlengas)	28	42	56	70	84	98	112	126	140
Durchmesser der Ausströmungen in Millimet.	0·40	0·50	0·60	0·65	0·70	0·80	0·81	0·86	0·90

Pressung in der Gasleitung in der Nähe der Ausströmungen $\left(1 + \frac{1}{2584}\right)$ Atmosphären.

Ringbrenner.

Durchmesser des Ringes. Millimetres.	Anzahl der Oeffnungen.	Durchmesser einer Oeffnung.	Gasverbrauch per 1 Stunde in Litres.	Lichtstärke in Talgkerzen.
16	10	0·8	1120	40

Vortheilhafteste Höhe der Flamme = $0{\cdot}12^{m}$

251.

Verbesserte Regeln zur Berechnung der Gasleitungsröhren.

Die im Vorhergehenden aufgestellten Regeln sind den Anforderungen, welche man in der Praxis an eine Gasleitung stellen muss, nicht ganz entsprechend, indem bei denselben die totale Ausdehnung der Gasleitung nicht berücksichtigt wurde. Die folgenden Regeln sind von diesem Fehler befreit.

Der Erfahrung gemäss soll eine Gasleitung folgenden Bedingungen entsprechen:

1) die Leitung soll die erforderliche Gasmenge liefern, wenn die Pressung im Gasbehälter eine Wassersäule von 10 bis 12 Centimetres zu tragen vermag.
2) Die Pressung in der vom Gasometer entferntesten Röhre soll wenigstens eine Wassersäule von 2 Centimet. zu tragen im Stande sein.
3) Die Pressung soll vom Gasometer an bis zur entferntesten Röhre gleichförmig abnehmen, und es sollen überhaupt im ganzen Röhrensystem gleich lange Röhrenstücke, gleich grosse Differenzen in den Pressungen verursachen.

Auf diesen Grundsätzen beruhen die folgenden Regeln.

Nennt man:

L die Länge des ausgedehntesten Röhrenlaufes vom Gasbehälter an gemessen in Metres;

H die Höhe der Wassersäule in Centimet., durch welche die Differenz der Pressungen, welche an den Endpunkten von L statt finden dürfen, gemessen wird. Nach obigen Bemerkungen soll H nicht mehr als 8 bis 10 Centimet. betragen;

l die Länge irgend eines beliebigen Röhrenstückes der ganzen Leitung in Metres;

h die Höhe der Wassersäule, durch welche die Differenz der Pressungen gemessen wird, welche auf der Länge l eintreten darf;

d der Durchmesser (innerer) der Röhre in Centimet.;

q die Gasmenge in Litres, welche per 1″ in das Röhrenstück l eintreten soll;

q_1 die Gasmenge, welche die Röhre l in jeder Sekunde an einzelne Gasbrenner, die längs ihrer Ausdehnung in gleichen Entfernungen von einander aufgestellt sind, abgibt. Für den Fall, dass längs der Röhre keine Brenner vorkommen, dass also die eingetretene Gasmenge bis an's Ende von l geleitet werden soll, ist $q_1 = 0$.

$\frac{q}{q_1} = m$ das Verhältniss der beiden Gasmengen;

Dies vorausgesetzt hat man:

$$h = H \frac{l}{L}$$

und

$$d^5 = 2{\cdot}7 \frac{L}{H} q^2 \left(1 - \frac{3m - 1}{3m^2}\right)$$

Für den Fall, dass $q_1 = 0$ ist, erhält man den Durchmesser d aus folgender Gleichung:

$$d^5 = 2{\cdot}7 \frac{L}{H} q^2$$

Diese Formeln geben zunächst die fünften Potenzen der Diameter; um daraus ohne Mühe die Diameter selbst zu bestimmen, dient die folgende Tabelle, welche die fünften Potenzen von d enthält.

d	d^5	d	d^5	d	d^5
1	1	13	370 295	25	9 770 625
2	32	14	534 824	26	11 881 376
3	243	15	749 375	27	14 348 907
4	1 024	16	1 048 576	28	17 210 368
5	3 125	17	1 419 857	29	20 511 149
6	7 776	18	1 889 568	30	24 300 000
7	16 807	19	2 476 099	31	28 629 151
8	32 768	20	3 200 000	32	33 554 432
9	75 049	21	4 084 101	33	39 135 393
10	100 000	22	5 153 632	34	45 435 424
11	161 051	23	6 436 343	35	52 521 875
12	248 832	24	7 962 624	36	60 466 176

Zur Vereinfachung der Berechnung dient auch die folgende Tabelle:

m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$	m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$	m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$
1	0·333	1·9	0·566	5	0·813
1·1	0·366	2·0	0·583	6	0·843
1·2	0·398	2·2	0·614	8	0·880
1·3	0·428	2·4	0·641	10	0·903
1·4	0·456	2·6	0·665	15	0·935
1·5	0·483	2·8	0·685	20	0·951
1·6	0·505	3·0	0·704	30	0·967
1·7	0·527	3·5	0·741	50	0·980
1·8	0·547	4	0·771	100	0·990

Neunter Abschnitt.

Dampfmaschinen.

252.

Allgemeine Formeln für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen.

Diese Formeln dienen zur Beantwortung der verschiedenen Fragen, welche über die Bewegung und den Bau der Dampfmaschinen gestellt werden können. Um die Anzahl der Formeln nicht zu sehr zu vermehren, sind für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen die Hauptformeln so gestellt, wie wenn es sich immer nur darum handelte, den Nutzeffect der Maschinen und den Dampfverbrauch zu berechnen. Für den Fall, dass nach anderen Grössen gefragt wird, muss man die unbekannten Grössen erst aus jenen zwei Hauptgleichungen aufsuchen, was keiner Schwierigkeit unterliegt.

253.

Bedeutung der Buchstaben in den Formeln für Maschinen mit einem Cylinder.

S Dampfmenge in Kilg., welche per 1″ auf die Maschine wirkt.
O Querschnitt des Dampfcylinders in Quadratmetre.
D Durchmesser des Dampfcylinders.
l Länge des Kolbenschubes.
l_r Weg, den der Kolben bei Expansionsmaschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt.
v Mittlere Geschwindigkeit des Kolbens.
m In der Regel = 0·05 der Coefficient für den schädlichen Raum, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen eines Dampfkanals + dem Volumen zwischen Deckel und Kolben, wenn letzterer am Ende des Schubs steht, zu dem Volumen, welches der Kolben bei einem Schub beschreibt.
p Druck des Dampfes auf 1 Quadratmetre im Cylinder und hinter dem Kolben, so lange der Cylinder mit dem Kessel communicirt.

r Der totale auf 1 Quadratmetre der Kolbenfläche reducirte schädliche Widerstand, welcher der Bewegung des Kolbens entgegen wirkt. Dieser Druck r ist nahe derjenige Druck, welcher hinter dem Kolben wirken muss, um eine Maschine zu bewegen, wenn dieselbe keinen nützlichen Widerstand überwindet.

α, β Zahlen, welche zur Berechnung des Gewichtes von 1 Kubikm. Dampf dienen; es ist:

Für Niederdruckmaschinen $\alpha = 0{\cdot}0610$ $\beta = 0{\cdot}000051$ $\frac{\alpha}{\beta} = 1196$

Für Hochdruckmaschinen. $\alpha = 0{\cdot}1427$ $\beta = 0{\cdot}00004729$ $\frac{\alpha}{\beta} = 3018$

$\alpha + \beta$ p das Gewicht von einem Kubikm. Dampf, dessen Druck auf 1 Quadratmetre gleich p ist. Die Werthe von $\alpha + \beta$ p sind in der Tabelle Nr. 223 angegeben.

s Der Dampfverlust in Kilg. und per 1 Stunde zwischen Kolben und Cylinder.

Ω Querschnitt der Dampfkanäle.

N Pferdekraft der Maschine.

k Eine Grösse, durch welche der Einfluss der Expansion in Rechnung gebracht wird.

h Bei Condensations-Maschinen die Tiefe, aus welcher die Kaltwasserpumpe zu heben hat.

254.

Bedeutung der Buchstaben in den Formeln für Woolf'sche Maschinen mit zwei Cylindern.

	Für den grössern Cylinder.	Für den kleinern Cylinder.
Querschnitt des Cylinders	O	o
Kolbenschub	L	l
Coefficient für den schädlichen Raum .	m_1	m
Geschwindigkeit des Kolbens	V	v

p Druck des Dampfes hinter dem kleinen Kolben auf 1 Quadratmetre.

r Der auf 1 Quadratmetre des kleinen Kolbens reducirte schädliche Widerstand der Maschine.

$$\alpha = 0{\cdot}1427. \quad \beta = 0{\cdot}00004729, \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3018.$$

s Stündlicher Dampfverlust zwischen Kolben und Cylinder.

$\mathfrak{V}$ Das Volumen des Verbindungsrohres zwischen den beiden Dampfkammern + das Volumen der Dampfkammer des grossen Cylinders.

255.

Formeln für Watt'sche Niederdruck-Maschinen.

$$75\ N = O\ (p - r)\ v.$$

$$S = O\ v\ (1 + m)\ (\alpha + \beta\ p) + s.$$

$$r = 1758 + 30\ \frac{O}{\Omega}\ v + 45\ h + 269\ D + \frac{367}{D}.$$

$$s = 0{\cdot}064\ D\ (\alpha + \beta\ p).$$

Wenn unter den zu suchenden Grössen D vorkommt, muss man zur Berechnung von r, vorläufig für D einen Schätzungswerth annehmen, was wohl erlaubt ist, da der Einfluss von D auf r nicht sehr gross ist.

256.

***Formeln für Hochdruck-Maschinen* ohne *Condensation*, ohne *Expansion*.**

$$75\ N = O\ v\ (p - r).$$

$$S = O\ v\ (1 + m)\ (\alpha + \beta\ p) + s.$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427.\quad \beta = 0{\cdot}00004729,\quad \frac{\alpha}{\beta} = 3018.$$

Die Werthe von r und s

für $p = 20000$ ist $r = 10652 + 12\ \frac{O}{\Omega}\ v + 531\ D + \frac{414}{D}$ und $s = 0{\cdot}076\ D$

„ $p = 30000$ „ $r = 11044 + 38\ \frac{O}{\Omega}\ v + 635\ D + \frac{621}{D}$ „ $s = 0{\cdot}107\ D$

„ $p = 40000$ „ $r = 11469 + 71\ \frac{O}{\Omega}\ v + 1090\ D + \frac{828}{D}$ „ $s = 0{\cdot}138\ D$

„ $p = 50000$ „ $r = 12450 + 114\ \frac{O}{\Omega}\ v + 1610\ D + \frac{1005}{D}$ „ $s = 0{\cdot}157\ D$

257.

***Formeln für Hochdruck-Maschinen* ohne *Condensation* mit *Expansion*.**

$$75\,N = O\,v\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right\}.$$

$$S = O\,v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p) + s.$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427,\quad \beta = 0{\cdot}00004729,\quad \frac{\alpha}{\beta} = 3018.$$

Die Werthe von r und s

für $p = 20000$ ist $r = 10652 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(2{\cdot}1\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 531\,D + \frac{414}{D}$ und $s = 0{\cdot}076\,D$

„ $p = 30000$ ist $r = 11044 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(3{\cdot}0\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 635\,D + \frac{621}{D}$ und $s = 0{\cdot}107\,D$

„ $p = 40000$ ist $r = 11469 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(3{\cdot}6\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 1090\,D + \frac{828}{D}$ und $s = 0{\cdot}138\,D$

„ $p = 50000$ ist $r = 12450 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(4{\cdot}2\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 1610\,D + \frac{1005}{D}$ und $s = 0{\cdot}157\,D$.

Werthe von k.

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\text{lognat.}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\left[1 - \frac{0{\cdot}08}{v\,D}\,\text{lognat.}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\right].$$

Setzt man $D = 0{\cdot}5$, $v = 1{\cdot}3$, $m = 0{\cdot}05$ so wird:

für $\frac{l_1}{l} =$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
$k =$	0·958	0·846	0·685	0·568	0·535.

258.

***Formeln für Mitteldruck-Maschinen mit einem Cylinder* mit *Expansion*, mit *Condensation*.**

$$75\,N = 0\,v\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)k-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right\}$$

$$S' = 0\,v\,(\alpha+\beta\,p)\left(\frac{l_1}{l}+m\right)+s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \quad \beta = 0{\cdot}00004729 \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3018$$

Werthe von r und von s.

für $p = 15000$ ist $r = 1800 + 16{\cdot}66\left(5\frac{l_1}{l}-1\right)^{1{\cdot}64} + 45\,h + 269\,D + \frac{367}{D}$ und $s = 0{\cdot}057\,D$

„ $p = 20000$ ist $r = 2000 + 16{\cdot}66\left(8\frac{l_1}{l}-1\right)^{1{\cdot}64} + 90\,h + 579\,D + \frac{555}{D}$ und $s = 0{\cdot}076\,D$

„ $p = 30000$ ist $r = 2540 + 16{\cdot}66\left(11\frac{l_1}{l}-1\right)^{1{\cdot}64} + 135\,h + 1058\,D + \frac{744}{D}$ und $s = 0{\cdot}107\,D$

„ $p = 40000$ ist $r = 3196 + 16{\cdot}66\left(14\frac{l_1}{l}-1\right)^{1{\cdot}64} + 180\,h + 1697\,D + \frac{1028}{D}$ und $s = 0{\cdot}157\,D$

Werthe von k.

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l}+m\right)\text{lognat.}\frac{l+ml}{l_1+ml}\left[1-\frac{0{\cdot}08}{v\,D}\text{ lognat. }\frac{l+ml}{l_1+ml}\right]$$

Für $D = 0{\cdot}5$, $v = 1{\cdot}3$, $m = 0{\cdot}05$ findet man:

für $\frac{l_1}{l}$ =	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
„ k =	0·958	0·846	0·685	0·568	0·535

***Formeln für Woolf'sche Maschinen mit 2 Cylindern,* mit *Condensation*, mit *Expansion*.**

$$75\,N = o\,v \left\{ \left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) k - \left(\frac{O\,L}{o\,l} \frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right\}$$

$$S = o\,v \left(\frac{O\,L}{m\,o\,l + O\,L} \right) (1+m)\,(1+m_1)\,(\alpha + \beta\,p) + s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427, \quad \beta = 0{\cdot}00004729, \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3018$$

für $p = 15000$ ist $r = \frac{O\,L}{o\,l}\left[1800 + 16{\cdot}66\left(5\frac{o\,l}{O\,L} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 45\,h + 269\,D + \frac{367}{D}\right] + \frac{360}{d}$, $s = 0{\cdot}057\,D$

„ $p = 20000$ ist $r = \frac{O\,L}{o\,l}\left[2000 + 16{\cdot}66\left(8\frac{o\,l}{O\,L} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 90\,h + 579\,D + \frac{555}{D}\right] + \frac{480}{d}$, $s = 0{\cdot}076\,D$

„ $p = 30000$ ist $r = \frac{O\,L}{o\,l}\left[2540 + 16{\cdot}66\left(11\frac{o\,l}{O\,L} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 135\,h + 1058\,D + \frac{744}{D}\right] + \frac{720}{d}$, $s = 0{\cdot}107\,D$

„ $p = 40000$ ist $r = \frac{O\,L}{o\,l}\left[3196 + 16{\cdot}66\left(14\frac{o\,l}{O\,L} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 135\,h + 1058\,D + \frac{1028}{D}\right] + \frac{960}{d}$, $s = 0{\cdot}157\,D$

$$k = 1 + (1+m)\left(1 + \frac{\frac{\mathfrak{V}}{o\,l} + \frac{O\,L}{o\,l}\,m_1}{m + \frac{O\,L}{o\,l}}\right) \text{ lognat. } \frac{\frac{O\,L}{o\,l}(1+m_1) + \frac{\mathfrak{V}}{o\,l} + m}{1 + m + \frac{\mathfrak{V}}{o\,l} + \frac{O\,L}{o\,l}\,m_1}$$

260.

Bestimmung des Gewichtes eines Schwungrades.

Die folgende Regel zur Bestimmung des Gewichtes eines Schwungrades kann nur dann gebraucht werden, wenn die Arbeitsmaschinen, welche durch die Dampfmaschine getrieben werden sollen, einen vollkommen oder wenigstens nahe unveränderlichen Widerstand verursachen. Die Bestimmung des Gewichtes der Schwungräder für Arbeitsmaschinen, die einen veränderlichen Widerstand verursachen, oder bei deren Betrieb Massenstösse vorkommen, wird bei den speziellen Arbeitsmaschinen angegeben werden.

Nennt man:

N die Pferdekraft der Maschine;

P das Gewicht in Kilg. des Schwungrades;

V die Umfangsgeschwindigkeit des Rades;

n die Anzahl der Umdrehungen des Schwungrades per 1 Minute;

s das Verhältniss zwischen der Länge der Kurbel und jener der Schubstange;

x den Expansionscoefficienten, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oftmal der Dampf in der Maschine sich ausdehnt. Für Maschinen ohne Expansion ist $x = 1$, für Expansionsmaschinen mit einem Cylinder ist x gleich dem Verhältniss aus der Länge des Kolbenschubes zur Länge des Weges, den der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;

i ein Coefficient, durch welchen ausgedrückt wird, wie gross die Ungleichförmigkeit der Bewegung des Schwungrades sein darf. Es ist nämlich i das Verhältniss aus der Differenz zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit des Schwungrades und der mittleren Geschwindigkeit desselben.

Dies vorausgesetzt, hat man:

$$P V^3 = \alpha \frac{iN}{n}$$

wobei $$\alpha = 4647\ (1 + s) \left\{ 0{\cdot}77 + 0{\cdot}23\ x - 0{\cdot}017\ x^2 \right\}$$

Die Werthe vön α für verschiedene Werthe von s und x sind in folgender Tabelle enthalten.

	x = 1	x = 2	x = 3	x = 4	x = 5	x = 6	x = 7
$s = \frac{1}{4}$	5716	6740	7610	8250	8771	9004	9120
$s = \frac{1}{5}$	5487	6470	7305	7920	8420	8643	8755
$s = \frac{1}{6}$	5335	6290	7103	7700	8186	8403	8512

Für i sind folgende Werthe zu nehmen:

i = 20 bis 30 für Arbeitsmaschinen, die einige Ungleichförmigkeit der Bewegung erlauben;

i = 30 bis 40 für Arbeitsmaschinen, die ziemlich gleichförmig arbeiten sollen;

i = 40 bis 60 für Arbeitsmaschinen, welche einen hohen Grad von Gleichförmigkeit erfordern.

261.

Abmessungen des Schwungrades.

Nennt man:

P das Gewicht des Schwungrades;
R den Halbmesser desselben;
b die Breite des Schwungringes, parallel mit der Axe gemessen;
a die radiale Dimension des Ringes;
l die Länge des Kolbenschubes der Maschine;

so hat man, wenn das Schwungrad mit der Kurbelwelle verbunden ist:

$$R = 1{\cdot}5 \text{ l bis } 2 \text{ l Metres.}$$

$$b = \frac{1}{300}\sqrt{\frac{P}{R}} \quad \text{„}$$

$$a = 2\,b \quad \text{„}$$

Resultate zur praktischen Bestimmung der Dimensionen für neu zu erbauende Dampfmaschinen.

262.

Erklärung des Inhaltes der folgenden Nummern **263 bis 272.**

Die Resultate, welche in diesen Nummern zusammengestellt sind, geben alle wesentlicheren Daten und Dimensionen für neu zu erbauende Maschinen.

Die Nummern 263, 265, 267, 269, 271, enthalten die Hauptdaten für die Construction von verschiedenartigen Dampfmaschinen bis zu 100 oder 140 Pferdekraft. Nämlich Durchmesser des Dampfcylinders, Länge des Kolbenschubes, Geschwindigkeit des Kolbens, Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′, Dampfverbrauch, Heizfläche des Kessels per 1 Pferdekraft, Kohlenverbrauch. Diese Resultate sind vermittelst der in den vorhergehenden Nummern 255 bis 259 zusammengestellten Formeln berechnet worden.

Die Nummern 264, 266, 268, 270, 272 geben für verschiedene Arten von Maschinen die Dimensionen aller Bestandtheile, durch den Durchmesser des Dampfcylinders ausgedrückt. Diese Bestimmungsart für die Dimensionen beruht auf dem Grundsatz, dass Maschinen der gleichen Art geometrisch ähnlich gebaut werden dürfen, vorausgesetzt, dass die Spannung des Dampfes bei allen Maschinen der gleichen Art einerlei Werth haben soll.

Die nominalen Pferdekräfte entsprechen den Dampfspannungen und Kolbengeschwindigkeiten, welche in den Tabellen angegeben sind.

263.

Watt'sche Niederdruck-Maschinen.

(Spannung des Dampfes im Cylinder — 8330 Klg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimetres.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Cylinderdurchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens per 1″ in Metres.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratcentm.	Dampfmenge in Klg. per 1 Pferd und per 1″	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratm.	Steinkohlen per 1 Pferdekraft und per 1 Stund.
1	14·5	2·70	0·89	68·2	200	1 : 40	3·5	13·0
2	22·0	2·60	0·90	47·2	190	1 : 51	2·7	9·0
3	26·0	2·54	0·92	41·8	180	1 : 64	2·34	8·1
4	30·0	2·50	0·95	38·0	176	1 : 70	2·14	7·4
6	36·8	2·45	0·98	32·6	176	1 : 82	1·83	6·3
8	41·8	2·40	1·00	30·0	171	1 : 94	1·59	5·5
10	45·9	2·38	1·03	28·3	166	1 : 97	1·55	5·3
12	49·3	2·35	1·05	27·2	158	1 : 100	1·51	5·2
14	52·5	2·34	1·06	25·9	154	1 : 102	1·49	5·1
16	55·0	2·32	1·08	25·4	148	1 : 103	1·47	5·0
18	57·8	2·30	1·10	24·8	146	1 : 104	1·45	5·0
20	60·0	2·30	1·11	24·1	144	1 : 105	1·43	4·9
24	65·0	2·25	1·14	23·4	141	1 : 106	1·42	4·9
28	69·4	2·25	1·16	22·2	137	1 : 107	1·40	4·8
32	73·8	2·20	1·19	22·0	132	1 : 108	1·39	4·8
36	78·0	2·18	1·20	21·2	131	1 : 109	1·38	4·7
40	81·5	2·14	1·22	21 0	130	1 : 110	1·37	4·7
45	85·5	2·10	1·23	20·6	129	1 : 111	1·36	4·6
50	90·0	2·05	1·25	20·3	127	1 : 111	1·35	4·6
55	93·2	2·05	1·27	20·0	124	1 : 112	1·34	4·6
60	96·8	2·00	1·29	20·0	123	1 : 112	1·33	4·6
65	100·0	2·00	1·30	19·5	120	1 : 113	1·33	4·6
70	103·3	2·00	1·31	19 0	119	1 : 113	1·33	4·6
75	106·2	2·00	1·32	18·6	118	1 : 113	1·32	4·6
80	109·0	2·00	1·33	18·3	117	1 : 113	1·32	4·6
85	112·0	2·00	1·34	17·9	116	1 : 113	1·32	4·6
90	114·5	2·00	1·36	17·8	115	1 : 114	1·32	4·5
95	117·0	2·00	1·37	17·6	114	1 : 114	1·31	4·5
100	120·0	2·00	1·38	17·3	113	1 : 114	1·31	4·5
110	125·0	2·00	1·39	17·0	113	1 : 114	1·31	4·5
120	129·4	2·00	1·41	16·7	112	1 : 115	1·31	4·5
130	133·5	2·00	1·43	16·3	112	1 : 115	1·30	4·5
140	137·8	2·00	1·45	15·8	111	1 : 115	1·30	4·5

264.

Watt'sche Niederdruckmaschinen.

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmet. 8330 Kilg.

Durchmesser des Dampfcylinders in Metres .	$D = 0.11\ (1 + \sqrt{N})$
Geschwindigkeit des Kolbens in Metres . . .	$v = 0{\cdot}46 + 0{\cdot}84\sqrt{D}$
Länge des Kolbenschubes	$l = \frac{1}{7}\ (19 - 5\ D)\ D$
Anzahl der Umdrehungen der Kolbenwelle per 1'	$n = 30.\ \frac{v}{l}$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0{\cdot}2\ D$
Querschnitt der Dampfkanäle	$= \frac{1}{30}\ O$

Breite eines Kanals / Höhe eines Kanales	3	4	5	6
Breite	0·283 D	0·331 D	0·360 D	0·400 D
Höhe	0 094 D	0·083 D	0·072 D	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . . = 0·1 D.

Wegen Medalldicke des Cylinders, Dimensionen des Deckels und Abmessungen des Kolbens, siehe Nr. 96 und 99.

Condensator und Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe	$= \frac{2}{3}\ D$
Kolbenschub	$= \frac{1}{2}\ l$
Höhe der Ventilöffnungen an der Luftpumpe	$= 0{\cdot}15\ D$
Breite der Ventilöffnungen an der Luftpumpe	$= 0{\cdot}55\ D$
Durchmesser der Kolbenstange an den Enden	$= 0{\cdot}07\ D$
Durchmeser der Kolbenstange in der Mitte	$= 0.10\ D$
Volumen des Condensators = jenem der Luftpumpe.	
Durchmesser des Einspritzrohres	$= 0{\cdot}08\ D$

Warmwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Warmwasserpumpe beschreibt

$$= 0{\cdot}004\ \frac{D^2\ \pi}{4}\ l$$

$\frac{\text{Kolbenschub des Dampfkolbens}}{\text{Kolbenschub der Warmwasserpumpe}} =$	2	3	4
Durchmesser der Warmwasserpumpe =	0·087 D	0·107 D	0·123 D
Durchmesser der Kolbenstangen =	0·03 D	0·032 D	0·037 D
	0·04 D	0·045 D	0·052 D

Kaltwasserpumpe.

Volumen, welches der Kolben der Kaltwasserpumpe beschreibt

$$= \frac{1}{20} \frac{D^2 \pi}{4} l$$

Kolbenschub . . . . . $= \frac{1}{2} l$

Durchmesser der Pumpe . . . . . $= 0{\cdot}316\ D$

Durchmesser der Kolbenstange . . . . . $= 0{\cdot}05\ D$

Der Balancier.

Länge des Balanciers . . . . . $= 3\ l$

Höhe des Balanciers in der Mitte . . . . . $= 0{\cdot}8\ D$

„ „ „ an den Enden . . . . . $= 0{\cdot}3\ D$

Dicke der Höhenerve . . . . . $= 0{\cdot}05\ D$

Breite der oberen Nerve . . . . . $= 0{\cdot}10\ D$

Höhe der oberen Nerve . . . . . $= 0{\cdot}05\ D$

Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen . . . . $= 0{\cdot}18\ D$

Durchmesser der Zapfen an der Hülse . . . . . $= 0{\cdot}10\ D$

Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . . . $= 0{\cdot}5\ D$

Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe . . . . . $= 0{\cdot}07\ D$

Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . . . $= 0{\cdot}5\ D$

Durchmesser der Zapfen für die Warmwasserpumpe . . $= 0{\cdot}04\ D$

„ „ „ „ „ Kaltwasserpumpe . . $= 0{\cdot}06\ D$

Durchmesser der Zapfen der Axe des Balanciers . . . $= 0{\cdot}18\ D$

Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . . . $= 1{\cdot}4\ D$

Triebstange.

Länge der Triebstange . . . . . $= 3\ l$

Höhe der Nerve in der Mitte . . . . . $= \frac{1}{5}$

Dicke einer Nerve . . . . . $= \frac{1}{35} l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel . . . . . $= \frac{1}{2}$ l

Durchmesser des Kurbelzapfens . . $= 0{\cdot}15$ D

Durchmesser der Kurbelwelle . . . $= 0{\cdot}30$ D $= 0{\cdot}20 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ Met.

Das Shwungrad.

Halbmesser des Schwungrades . . . . . $= 3{\cdot}5$ D

Radiale Dimension des Ringes . . . . . $= 0{\cdot}49$ D

Dicke des Schwungringes . . . . . $= 0{\cdot}24$ D

Anzahl der Arme . . . . . $= 2\,(1 + 3{\cdot}5$ D)

Höhe der Arme . . . . . $= 0{\cdot}24$ D

Der Schwungkugel-Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators . . . . $= 0{\cdot}08$ D

Durchmesser der Schwungkugeln . . . . . $= 0{\cdot}3$ D

Länge eines Pendelarmes . . . . . $\lambda = $ D

Anzahl der Umdrehungen des Regulators per 1′ $= 9{\cdot}54 \sqrt{\frac{g}{\lambda \cos. \alpha}}$

wobei in der Regel $\alpha = 30°$ zu nehmen ist.

Aufstellung der Maschine.

Durchmesser der Säulen unter dem Gebälk . . $= 0{\cdot}2$ D

Höhe des Quergebälkes . . . . . $= 0{\cdot}36$ D

Höhe der Quadersätze unter dem Cylinder und unter den Säulen . . . . . $= 4{\cdot}6$ D

Breite dieser Quadersätze . . . . . $= 1{\cdot}4$ D

Breite des Maschinenraumes . . . . . $= 4{\cdot}6$ D

Länge des Maschinenraumes . . . . . $= 13{\cdot}5$ D

265.

Hochdruckmaschinen ohne *Condensation* ohne *Expansion.*

(Spannung des Dampfes im Cylinder 35000).

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Cylinders in Centimet.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens.	Anzal der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′	Querschnitt des Cylinders pr. 1 Pfd. in Quadratcentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd per 1″	Heizfläche des Kessel per 1 Pferd in Quadratmet.	Steinkohlen per 1 Pferd und per 1 Stunde.
2	11·7	2·68	0·707	67·8	54	1: 73	2·05	7·10
3	13·5	2·66	0·760	63·5	48	1: 81	1·85	6·42
4	15·1	2·64	0·810	60.9	44	1: 87	1·72	5·98
6	18·0	2·62	0·891	56·7	42	1: 92	1·63	5·65
8	20·0	2·61	0·930	53·4	39	1: 96	1·56	5·41
10	22·0	2·59	0·965	50·8	38	1:100	1·50	5·40
12	23·7	2·56	1·002	50·0	37	1:104	1·44	5·00
14	25·3	2·55	1·024	47·5	36	1:106	1·42	4·90
16	26·7	2·54	1·046	46·3	35	1:108	1·39	4·80
18	28·0	2·52	1·069	45·4	34	1:110	1·36	4·73
20	29·2	2·51	1·100	45·0	33	1:112	1·33	4·64
24	31·5	2·50	1·132	43·1	32	1:115	1·31	4·56
28	33·5	2·48	1·161	41·9	31	1:116	1·29	4·51
32	35·2	2·47	1·190	41·0	30	1:117	1·28	4·45
36	37·0	2·45	1·208	40·0	30	1:118	1·27	4·41
40	38·6	2·44	1·226	39·1	29	1:119	1·26	4·35
45	40·5	2·43	1·267	38·6	29	1:120	1·25	4·32
50	42·5	2·41	1·289	37·8	28	1:121	1·24	4·29
55	44·0	2·40	1·332	37·0	28	1:122	1·23	4·27
60	46·0	2·38	1·310	35·9	28	1:122	1·21	4·25
65	47·3	2·37	1·320	35·2	27	1:123	1·20	4·23
70	48·8	2·36	1·340	35·2	27	1:123	1·20	4·21
75	50·2	2·36	1·370	34·7	26	1:124	1·20	4·20
80	51·8	2·35	1·385	34·1	26	1:124	1·19	4·18
85	53.2	2·33	1·400	33·8	26	1:125	1·18	4·16
90	54·3	2·32	1·415	33·7	26	1:126	1·17	4·13
95	55·6	2·32	1·431	33·3	26	1:128	1·16	4·09
100	56·8	2·31	1·449	33·1	25	1:129	1·16	4·06
110	58·3	2·30	1·467	32·8	24	1:130	1·16	4·03
120	60·0	2·29	1·487	32·5	24	1:130	1·15	4·00
130	61·7	2·28	1·505	32·1	23	1:130	1·15	4·00
140	63·2	2·27	1·523	31·9	23	1:130	1·15	4·00

266.

Hochdruckmaschinen ohne *Expansion*, ohne *Condensation*.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmetre 35000

Durchmesser des Dampfcylinders in Metres $D = 0{\cdot}045 + 0{\cdot}0556 \sqrt{N}$.

Geschwindigkeit des Kolbens in Metres . $v = 0{\cdot}17 (1 + 10 \sqrt{D})$

Länge des Kolbenschubes in Metres . . $l = (2{\cdot}8 - D)\, D$.

Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle

per 1 Minute . . . . . $n = 30 . \frac{v}{l}$

Durchmesser des Dampfrohres . . . . $= 0{\cdot}2\ D$

Querschnitt der Dampfkanäle . . . . . $= \frac{1}{30}\ O$

$\frac{\text{Breite eines Kanales}}{\text{Höhe eines Kanales}} =$	3	4	5	6
Breite	0·283 D	0·331 D	0·360 D	0·400 D
Höhe	0·094 D	0·083 D	0·072 D	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . $= 0{\cdot}18\ D$.

Wegen Metalldicke des Cylinders, Abmessungen des Deckels und des Kolbens, siehe Nr. 96 und 99.

Warmwasserpumpe.

Volumen, welches der Kolben der Warmwasserpumpe beschreibt

$= 0{\cdot}015 \frac{D^2 \pi}{4} l$

Kolbenschub . . .	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$
Durchmesser . . .	0·16 D	0·20 D	0·23 D.

Der Balancier (in der Regel nicht vorhanden).

Länge des Balanciers	$= 3l$
Höhe des Balanciers in der Mitte	$= 1{\cdot}31\ D$
Höhe des Balanciers an den Enden	$= 0{\cdot}49\ D$
Dicke der Höhennerve	$= 0{\cdot}082\ D$
Breite der oberen Nerve	$= 0{\cdot}16\ D$
Höhe der oberen Nerve	$= 0{\cdot}082\ D$
Durchmesser der angegossenen Endzapfen	$= 0{\cdot}28\ D$
Durchmesser der Zapfen an der Hülse	$= 0{\cdot}2\ D$
Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers	$= 0{\cdot}28\ D$.

Triebstange.

Länge der Triebstange . . . . . $= 3\,l$
Höhe der Nerve in der Mitte (wenn von Gusseisen) . . . . . $= \frac{1}{5}\,l$
Dicke dieser Nerve . . . . . $= \frac{1}{35}\,l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel . . . . . $= \frac{1}{2}\,l$
Durchmesser des Kurbelzapfens . . . $= 0{\cdot}23\ D$
Durchmesser der Kurbelwelle . . . . $= 0{\cdot}47\ D = 0{\cdot}20\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ Met.

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades . . . $= 4{\cdot}6\ D$
Radiale Dimension des Schwungringes . $= 0{\cdot}65\ D$
Dicke des Schwungringes . . . . . $= 0{\cdot}32\ D$
Anzahl der Arme . . . . . $= 2\,(1 + 4{\cdot}6\ D)$
Höhe der Arme . . . . . $= 0{\cdot}37\ D.$

267.

Hochdruck-Maschinen mit *Expansion*, ohne *Condensation*.

(Dreifache Expansion, Spannung des Dampfes im Cylinder 35000.)

Pferdekraft der Maschinen.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimeter.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens in Metres.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pf. in Quadratcentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1″.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmeter.	Steinkohlen per 1 Pferd per 1 Stunde.
1	12·8	2·68	0·750	65·8	135	1:87	1·72	5·9
2	16·7	2·63	0·850	58·1	110	1:100	1·50	4·9
3	19·2	2·61	0·891	53·3	99	1:114	1·31	4·6
4	21·7	2·58	0·940	50·4	93	1:120	1·23	4·3
6	25·1	2·57	1·000	46·5	82	1:127	1·15	4·1
8	28·2	2·55	1·069	44·5	78	1:135	1·11	3·9
10	30·7	2·50	1·099	42·9	72	1:139	1·07	3·7
12	32·8	2·48	1·130	41·7	70	1:144	1·04	3·6
14	34·7	2·47	1·160	40·6	68	1:147	1·02	3·5
16	36·6	2·44	1·190	40·0	66	1:149	1·00	3·5
18	38·3	2·43	1·217	39·2	64	1:151	0·99	3·4
20	40·0	2·42	1·245	38·5	63	1:153	0·98	3·4
24	42·8	2·40	1·278	37·3	61	1:156	0·97	3·3
28	45·0	2·39	1·310	36·5	59	1:160	0·96	3·3
32	47·7	2·37	1·341	35·6	57	1:161	0·95	3·3
36	50·0	2·34	1·372	35·1	55	1:162	0·94	3·2
40	52·6	2·33	1·401	34·3	54	1:163	0 93	3·2
45	55·3	2·31	1·431	33·6	53	1:165	0·92	3·2
50	58·0	2·30	1·459	32·8	52	1:167	0·91	3·1
55	60·2	2·29	1·487	32·4	50	1:168	0·90	3·1
60	62·8	2·27	1·493	31·4	50	1:169	0·89	3·1
65	64·7	2·25	1·500	30·9	49	1:170	0·88	3·1
70	67·0	2·22	1·500	30·2	49	1:170	0·88	3·0
75	69·3	2·21	1·500	29·3	49	1:171	0·88	3·0
80	71·5	2·20	1·500	28·6	49	1:171	0·87	3·0
85	73·6	2·19	1·500	27·9	49	1:172	0·87	3·0
90	75·7	2·17	1·500	27·4	49	1:172	0·87	3·0
95	77·6	2·16	1·500	26·9	49	1:173	0·87	3·0
100	79·5	2·15	1·500	26·3	49	1:173	0·86	3·0
110	82·8	2·13	1·500	25·5	49	1:174	0·86	3·0
120	86·2	2·10	1·500	24·8	49	1:175	0·86	3·0
130	89·3	2·09	1·500	24·1	49	1:176	0·85	3·0
140	92·8	2·08	1·500	23·3	49	1:177	0·85	3·0

268.

Hochdruck-Maschinen mit *Expansion*, ohne *Condensation*.

Cylinder.

Spannung des Dampfes im Cylinder . . .	= 35000
Absperrung nach $\frac{1}{3}$ des Schubes.	
Geschwindigkeit des Kolbens per 1″ in Metres	$v = 0{\cdot}17\ (1 + 10\ \sqrt{D})$
Durchmesser des Dampfcylinders in Metres .	$D = 0{\cdot}06 + 0{\cdot}074\ \sqrt{N}$
Länge des Kolbenschubes	$l = (2{\cdot}8 - D)\ D$
Anzahl der Umdrehungen per 1′	$n = 30\ .\ \frac{v}{l}$
Durchmesser des Dampfrohres	= 0·2 D
Querschnitt der Dampfkanäle	$= \frac{1}{30}$ O
Breite der Dampfkanäle	= 0·283 D, 0·331 D, 0·360 D, 0·400 D
Höhe der Dampfkanäle	= 0·094 D, 0·083 D, 0·072 D, 0·066 D
Durchmesser der Kolbenstange	= 0·15 D

Warmwasserpumpe.

Kolbenschub der Warmwasserpumpe . .	$\frac{1}{2}$ l,	$\frac{1}{3}$ l,	$\frac{1}{4}$ l,
Durchmesser der Pumpe	0·09 D,	0·12 D,	0·14 D.

Der Balancier (gewöhnlich nicht vorhanden.)

Länge des Balanciers	= 3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 1·31 D
Höhe des Balanciers an den Enden	= 0·49 D
Dicke der Höhenerve	= 0·08 D
Breite der oberen Nerve	= 0·16 D
Höhe der oberen Nerve	= 0·08 D
Durchmesser der angegossenen Endzapfen	= 0·28 D
Durchmesser der Zapfen an der Hülse	= 0·20 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·80 D
Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balancier .	= 0·28 D

Triebstange.

Länge der Triebstange	$= 3\,l$
Höhe der Nerve in der Mitte (wenn von Gusseisen)	$= \frac{1}{5}\,l.$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	$= \frac{1}{2}\,l.$
Durchmesser des Kurbelzapfens	$= 0{\cdot}23\,D$
Durchmesser der Kurbelwelle	$= 0{\cdot}37\,D$

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	$= 4{\cdot}02\,D$
Radiale Dimensionen des Schwungringes	$= 0{\cdot}562\,D$
Breite des Ringes	$= 0{\cdot}281\,D$
Anzahl der Radarme	$= 2\,(1 + 4\,D)$
Höhe eines Armes	$= 0{\cdot}30\,D.$

269.

Mitteldruck-Maschinen mit *Expansion*, mit *Condensation*.

Dreifache Expansion. Spannung des Dampfes im Cylinder 18643 Kilg.

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimeter.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens in Metre per 1″	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′	Querschnitt des Cylinders per 1 Pfd. in Quadratmetre.	Dampfmenge in Kilog. per 1 Pferd per 1″	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmetre.	Steinkohlen per 1 Pferd per 1 Stund.
6	29·1	2·52	1·12	45·8	111	1 : 154	1·000	3·37
8	32·4	2·49	1·15	42·7	102	1 : 166	0·904	3·13
10	35.1	2·47	1·19	41·2	96	1 : 173	0·867	3·00
12	37·3	2·48	1·21	39·2	91	1 : 181	0·827	2·87
14	39·3	2·42	1·23	38·8	86	1 : 190	0·789	2·74
16	41·1	2·41	1·25	37·8	83	1 : 195	0·769	2·66
18	43·0	2·40	1·28	37·2	80	1 : 200	0·750	2·60
20	45·0	2·39	1·31	36·4	79	1 : 200	0·750	2·60
24	48·0	2·38	1·34	35·2	76	1 : 203	0·739	2·56
28	51·3	2·36	1·37	33·7	75	1 : 204	0·735	2·55
32	54·1	2·34	1·43	33·9	71	1 : 209	0·718	2·48
36	56·7	2·32	1·46	33·3	70	1 : 209	0·718	2·48
40	59·3	2·30	1·49	32·8	67	1 : 213	0·704	2·44
45	61·6	2·28	1·50	32·0	66	1 : 216	0·694	2·40
50	64·3	2·26	1·50	31·0	65	1 : 220	0·682	2·36
55	67 2	2·24	1·50	30·0	65	1 : 221	0·679	2·35
60	70·0	2·21	1·50	29·2	65	1 : 222	0·675	2·34
65	73·0	2·20	1·50	28·0	65	1 : 223	0·672	2·33
70	75·4	2·19	1·50	26·9	65	1 : 224	0·669	2.32
75	78·2	2·17	1·50	26·5	64	1 : 226	0·663	2·30
80	80·1	2·16	1·50	26·0	64	1 : 228	0·658	2·28
85	83·0	2·14	1·50	25·3	64	1 : 229	0·654	2·27
90	85·2	2·13	1·50	24·8	64	1 : 230	0·652	2·26
95	87·7	2·10	1·50	24.4	63	1 : 232	0·647	2·24
100	90·0	2·09	1·50	23·9	63	1 : 233	0·643	2·23
110	94·5	2·04	1·50	23·3	63	1 : 233	0·643	2·23
120	98·9	2·00	1·50	22·7	63	1 : 234	0·641	2·22
130	102·5	1·97	1·50	22·3	63	1 : 234	0·641	2·22
140	106·2	1·94	1·50	21·8	63	1 : 235	0·640	2·21

270.

Mitteldruck-Maschinen mit *1 Cylinder*, mit *Expansion*, mit *Condensation.*

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder . . 18643
Durchmesser des Dampfcylinders in Met. . $D = 0{\cdot}082\ (1 + \sqrt{N})$
Absperrung bei $\frac{1}{3}$ des Schubes.

Geschwindigkeit des Kolbens in Met. . . $v = 0{\cdot}17\ (1 + 10\sqrt{D})$
Länge des Kolbenschubes . . . . . $l = (2{\cdot}8 - D)\ D$
Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle

per 1' . . . . . $n = 30\frac{v}{l}$

Durchmesser des Dampfrohres . . . . $= 0{\cdot}2\ D$

Breite der Dampfkanäle .	0·283 D	0·331 D	0·360 D	0·400 D
Höhe der „ .	0·094 D	0·083 D	0·072 D	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . $= 0{\cdot}14\ D$

Condensator und Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe . . . . . $= 0{\cdot}54\ D$
Kolbenschub . . . . . $= \frac{1}{2}l$
Höhe der Ventilöffnungen . . . . . $= 0{\cdot}12\ D$
Breite „ „ . . . . . $= 0{\cdot}45\ D$
Durchmesser der Kolbenstange an den Enden $= 0{\cdot}054\ D$
„ „ „ in der Mitte $= 0{\cdot}082\ D$
Durchmesser des Einspritzrohres . . . $= 0{\cdot}07\ D$

Warmwasser-Pumpe.

Kolbenschub der Pumpe .	$= \frac{1}{2}l$	$\frac{1}{3}l$	$\frac{1}{4}l$
Durchmesser der Pumpe .	= 0·071 D	0·087 D	0·100 D
„ „ Kolbenstange	= 0·060 D	0·073 D	0·084 D

Kaltwasser-Pumpe.

Kolbenschub . . . . . $= \frac{1}{2}l$
Durchmesser der Pumpe . . . . . $= 0{\cdot}26\ D$
„ „ Kolbenstange . . . . $= 0{\cdot}04\ D$

Der Balancier.

Länge des Balanciers . . . . . = 3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte . . . . . = 1·03 D
Höhe des Balanciers an den Enden . . . . . = 0·39 D
Dicke der Höhennerven . . . . . = 0·06 D
Breite der obern Nerve . . . . . = 0·13 D
Höhe dieser Nerve . . . . . = 0·06 D
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen . . = 0·24 D
„ „ Zapfen an den Hülsen . . . = 0·17 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . . = 0·80 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe . . = 0·06 D
„ „ „ an der Axe des Balanciers = 0·25 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . . = 1·4 D

Triebstange.

Länge der Triebstange . . . . . = 3 l
Höhe der Nerve in der Mitte . . . . . = $\frac{1}{5}$ l
Dicke dieser Nerve . . . . . = $\frac{1}{35}$ l

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel . . . . . = $\frac{1}{2}$ l
Durchmesser des Kurbelzapfens . . . . . = 0·2 D
Durchmesser der Welle . . . . . = 0·38 D

Das Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades . . . . . = 4·02 D
Radiale Dimension des Ringes . . . . . = 0·56 D
Breite des Ringes . . . . . = 0·28 D

Der Regulator.

Axe des Regulators . . . . . = 0·08 D
Durchmesser der Kugeln . . . . . = 0·30 D
Länge eines Pendelarmes . . . . . = D
Anzahl der Umdrehungen . . . . . = $95{\cdot}4\sqrt{\frac{g}{D \cos. \alpha}}$

271.

Woolf'sche Maschinen.

Vierfache Expansion. Spannung des Dampfes = 18000 Klg.

Pferdekraft der Maschinen.	Durchmesser des		Querschnitt per Pferd des		Kolbenschub des		Umdrehung per 1 Minute.	Dampfmenge in Kilg. per 1″ per 1 Pferd.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd.	Steinkohlen in Kilg. per Pferd 1 per 1 Stund.
	kleineren Cylinders.	grösseren Cylinders.	kleineren Cylinders.	grösseren Cylinders	kleineren Kolbens.	grösseren Kolbens.				
4	14·4	24·94	40·07	120·1	34·43	45·88	87.2	1:105	1·50	5·0
6	17·1	29·62	38·27	114·8	44·43	59·24	67·5	1:118	1·27	4·4
8	19·5	33·77	37·33	112·0	50·66	67·54	59·2	1:130	1·11	4·0
10	21·6	37·41	36·64	109·9	56·11	74·82	53·5	1:139	1·08	3·8
12	23·3	40·18	36·43	109·3	60·27	80·36	49·7	1:147	1·02	3·6
14	25·0	43·30	36·23	108·7	64·95	86·60	46·2	1:154	0·97	3·3
16	26·8	46·42	36·03	108·1	69·63	92·84	43·1	1:160	0·94	3·2
18	28·5	49·36	35·82	107·4	74·04	98·72	40·5	1:165	0·91	3·1
20	30·0	51·96	35·62	106·8	77·94	103·92	38·5	1:169	0·88	3·1
24	32·9	56·98	35·42	106·2	85·47	113·96	35·1	1:176	0·85	3·0
28	35·2	60·97	34·96	104·8	91·46	121·94	32·8	1:182	0·82	2·9
32	37·5	64·95	34·51	103·5	97·43	129·90	30·8	1:185	0·81	2·8
36	39·7	68·76	34·24	102·7	103·14	137·52	29·1	1:188	0·79	2·7
40	41·6	72·05	33·98	101·9	108·07	144·10	27·8	1:190	0·79	2·7
45	44·0	76·21	33·75	101·2	114·31	152·42	26·2	1:193	0·78	2·7
50	46·2	80·02	33·52	100·5	120·00	160·04	25·0	1:195	0·77	2·7
55	48·3	83·66	33·12	99·3	125·49	167·32	23·9	1:197	0·76	2·6
60	50·0	86·60	32·72	98·1	129·90	173·20	23·1	1:198	0·75	2·6
65	52·0	90·06	32·71	98·1	135·09	180·12	22·2	1:200	0·75	2·6
70	54·0	93·53	32·71	98·1	140·29	187·06	21·3	1:201	0·75	2·5
75	55·8	96·64	32·70	98·1	145·00	193·28	20·7	1:202	0·74	2·5
80	57·6	99·76	32·69	98·0	149·64	199·52	20·0	1:203	0·74	2·5
85	59·5	103·05	32·66	98·0	154·58	206·10	19·4	1:204	0·73	2·5
90	61·3	106·17	32·64	97·9	159·36	212·34	18·8	1:205	0·73	2·5
95	63·0	109·11	32·61	97·8	163·66	218·22	18·3	1:206	0·72	2·5
100	64·4	111·54	32·57	97·7	167·31	223·08	17·9	1:207	0·72	2·5

272.

Woolf'sche Maschinen mit *zwei Cylindern*, mit *vierfacher Expansion*, mit *Condensation.*

Die Cylinder.

Spannung des Dampfes im kleinen Cylinder .	$= 18000$
Durchmesser des grossen Cylinders in Metres	$D = 0{\cdot}011 + 0{\cdot}11\sqrt{N}$
Durchmesser des kleineren Cylinders	$= 0{\cdot}58\ D$
Geschwindigkeit des grossen Kolbens	$= 1{\cdot}33^m$
Geschwindigkeit des kleinen Kolbens	$= 1^m$
Kolbenschub des grossen Kolbens	$l = 2\ D$
Kolbenschub des kleinen Kolbens	$= \frac{3}{2}\ D$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0{\cdot}12\ D$
Durchmesser der Kolbenstange des grossen Kolbens	$= 0{\cdot}11\ D$
Durchmesser der Kolbenstange des kleinen Kolbens	$= 0{\cdot}06\ D$
Dampfkanäle: Breite des grossen	$= 0{\cdot}32\ D$
Dampfkanäle: Breite des kleinen	$= 0{\cdot}11\ D$
Dampfkanäle: gemeinschaftliche Höhe	$= 0{\cdot}08\ D$
Durchmesser des Rohres für das Entweichen .	$= 0{\cdot}2\ D$
Durchmesser des Communikationsrohres zwischen den Dampfkammern	$= 0{\cdot}14\ D.$

Condensator.

Durchmesser der Luftpumpe	$= 0{\cdot}5\ D$
Kolbenschub	$= \frac{1}{2}\ l$
Höhe der Ventilöffnungen	$= 0{\cdot}11\ D$
Breite dieser Oeffnungen	$= 0{\cdot}41\ D$
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}05\ D$
Volumen des Condensators	$= \frac{1}{8}\frac{D^2\pi}{4}.l$
Durchmesser des Einspritzrohres	$= 0{\cdot}07\ D.$

Warmwasserpumpe.

Länge des Kolbenschubes .	$\frac{1}{3}\ l$	$\frac{1}{4}\ l$
Durchmesser der Pumpe .	$0{\cdot}10\ D$	$0{\cdot}12\ D.$

Kaltwasserpumpe.

Kolbenschub	$= \frac{1}{2}$ l
Durchmesser der Pumpe	= 0·24 D

Der Balancier.

Länge des Balanciers	= 6·56 D
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 1·03 D
Höhe des Balanciers an den Enden	= 0·38 D
Dicke der Höhennerve	= 0·06 D
Breite der oberen Nerve	= 0·13 D
Höhe dieser Nerve	= 0·06 D
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen .	= 0·24 D
Durchmesser der Zapfen an den Hülsen . . .	= 0·17 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·70 D
Durchmesser der Zapfen für den kleinen Kolben	= 0·10 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe . .	= 0·06 D
Durchmesser der Zapfen der Axe des Balanciers	= 0·25 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 1·65 D
Durchmesser der Zapfen für die Warmwasser-pumpe	= 0·05 D
Durchmesser der Zapfen für die Kaltwasserpumpe	= 0·06 D.

Triebstange.

Länge der Triebstange	= 6 D
Höhe der Nerve in der Mitte	= 0·4 D
Dicke dieser Nerve	= 0·06 D.

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	= D
Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·2 D
Durchmesser der Welle	= 0·35 D.

Das Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	= 4·02 D
Radiale Dimension des Schwungringes	= 0·56 D
Breite des Ringes	= 0·28 D.

Der Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators	$= 0{\cdot}08\ D$
Durchmesser der Schwungkugel	$= 0{\cdot}3\ D$
Länge eines Pendelarmes	$= D$
Anzahl der Umdrehungen per 1′	$= 95{\cdot}4 \sqrt{\frac{g}{D \cos. \alpha}}$
Durchmesser der Steuerungswelle	$= 0{\cdot}08\ D$
Entfernung der Tragsäulen unter dem Balancier	$= 1{\cdot}65\ D$
Durchmesser dieser Säulen	$= 0{\cdot}22\ D$
Höhe des Quergebälkes	$= 0{\cdot}33\ D.$

Windmühlenräder.

273.

Regeln für die wesentlichsten Constructionsverhältnisse.

Nennt man:

V die Geschwindigkeit des Windes in Metres;
n die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Flügelrades, welche der Geschwindigkeit V entspricht;
O die Oberfläche eines der vier Flügeln des Rades;
α den Winkel, den eine in der Entfernung r von der Axe befindliche Quersprosse eines Flügels mit der Richtung des Windes bilden soll;
N das Maximum des Nutzeffectes in Pferdekräften;

so hat man zur Bestimmung dieser Grössen folgende Resultate:

a) vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Flügelrads per 1 Minute:

$$n = 1{\cdot}85\ V.$$

b) Vortheilhafteste Stellung einer Flügelsprosse:

$$\text{tang. } \alpha = 0{\cdot}29\ r + \sqrt{0{\cdot}084\ r^2 + 2}$$

Diese Gleichung gibt folgende Resultate:

$r = 1^m$	2^m	3^m	4^m	5^m	6^m
$\alpha = 60^0$	$64^0 + 39^1$	$68^0 + 27^1$	$71^0 + 30^1$	$73^0 + 57^1$	$75^0 + 24^1$
$r =$	7^m	8^m	9^m	10^m	11^m	12^m
$\alpha =$	$77^0 + 29^1$	$78^0 + 48^1$	$79^0 + 50^1$	$80^0 + 44^1$	$81^0 + 29^1$	$82^0 + 8^1$

c) Effect des Flügelrades in Pferdekräften:

$$N = \frac{O\,V^3}{577}$$

Die vorherrschende Geschwindigkeit des Windes ist für die meisten Gegenden $V = 6$ bis 7 Metres, und für diese Geschwindigkeit ist die Maschine einzurichten. Die Dimensionen der Flügel bei den besseren und grösseren Windmühlen sind gewöhnlich:

Entfernung der innersten Sprosse von der Axe . . $= 2^m$
„ „ äussersten „ „ „ „ . . $= 10^m$
Breite eines Flügels . . . . . $= 2^m$
Oberfläche eines Flügels . . . . . $= 16^m$

und dann wird:

Winkel der innersten Sprosse mit der Windrichtung $= 64^0 + 39^1$
„ „ äussersten „ „ „ „ $= 80^0 + 44^1$

Umdrehungen des Flügelrades per 1′ { für $V = 6$ $n = 11{\cdot}2$ / für $V = 7$ $n = 12{\cdot}9$

Effect in Pferdekräften . . . . { für $V = 6$ $N = 6$ / für $V = 7$ $N = 9{\cdot}5$

Zehnter Abschnitt.

Transport zu Wasser und zu Land.

Fuhrwerke.

274.

Widerstandscoefficienten für verschiedene Fuhrwerke.

Die folgende Tabelle gibt die Widerstandscoefficienten, welche Morin durch zahlreiche Versuche mit verschiedenen Fuhrwerken und auf verschiedenen Bahnen gefunden hat. In den Ueberschriften bedeutet:

b die Felgenbreite der Räder;

r_1 r_2 die Halbmesser der Hinter- und Vorderräder;

ϱ der Halbmesser der Axen, auf welchen sich die Räder drehen.

Beschaffenheit der Bahn.		Verhältniss des Zugwiderstandes zum Gewichte des Wagens bei Lafetten und Artilleriekarren.	Artilleriewagen.	In der Franche-Comté gebräuchliche Wagen.
		b = 0·10 bis b = 0·12 $r_1 = r_2 = 0{\cdot}78$ $\varrho = 0{\cdot}038$	b = 0·07 bis b = 0·075 $r_1 = 0{\cdot}575$ $r_2 = 0{\cdot}780$ $\varrho = 0{\cdot}038$	b = 0·06 bis b = 0·07 $r_1 = 0{\cdot}625$ $r_2 = 0{\cdot}725$ $\varrho = 0{\cdot}027$
Schotterstrasse.	Erddamm, sehr gut, beinahe trocken	$\frac{1}{34{\cdot}8}$	$\frac{1}{30{\cdot}1}$	$\frac{1}{31{\cdot}0}$
	Fester Damm, mit einer Kieslage von $0^m{\cdot}03$ bis $0^m{\cdot}04$ Dicke	$\frac{1}{13{\cdot}6}$	$\frac{1}{11{\cdot}8}$	$\frac{1}{11{\cdot}9}$
	Fester Damm, mit einer Kieslage von $0^m{\cdot}05$ bis $0^m{\cdot}06$ Dicke	$\frac{1}{11{\cdot}6}$	$\frac{1}{10{\cdot}1}$	$\frac{1}{10{\cdot}1}$
	Fester Boden auf $0^m{\cdot}10$ bis $0^m{\cdot}15$ Höhe mit Kies bedeckt, oder neue Strasse	$\frac{1}{10{\cdot}8}$	$\frac{1}{9{\cdot}3}$	$\frac{1}{9{\cdot}4}$
	Strasse mit nicht gebahntem Schnee bedeckt	$\frac{1}{18{\cdot}4}$	$\frac{1}{16{\cdot}0}$	$\frac{1}{16{\cdot}2}$
	Fester Boden mit einer Sandschichte bedeckt, dem Kiesel von $0^m{\cdot}10$ bis $0^m{\cdot}15$ Dicke beigemengt sind . . .	$\frac{1}{10{\cdot}2}$	$\frac{1}{8{\cdot}1}$	$\frac{1}{8{\cdot}9}$
	In sehr gutem Stand, sehr trocken und eben	Schritt $\frac{1}{62{\cdot}7}$ Trab $\frac{1}{50{\cdot}5}$	$\frac{1}{54{\cdot}3}$	$\frac{1}{57{\cdot}5}$
	Ein wenig feucht oder mit Staub bedeckt, mit einigen freiliegenden Schotterstücken	$\frac{1}{44{\cdot}8}$	$\frac{1}{38{\cdot}7}$	$\frac{1}{40{\cdot}3}$
	Sehr hart, mit groben Schottern, nass	$\frac{1}{54{\cdot}1}$	$\frac{1}{46{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}1}$
	Hart, mit leichten Geleisen nnd weichem Schlamm	$\frac{1}{34{\cdot}8}$	$\frac{1}{30{\cdot}1}$	$\frac{1}{31{\cdot}0}$
	Hart, mit Geleisen und Koth . . .	$\frac{1}{28{\cdot}5}$	$\frac{1}{24{\cdot}6}$	$\frac{1}{25{\cdot}2}$

horizontalen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.	Wagen mit aufgehängten Sitzen.
$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}450$ $r_2 = 0{\cdot}750$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}55$ $r_2 = 0{\cdot}85$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}80$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 1{\cdot}00$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $0{\cdot}12$ $r_1 + r_2 = 1{\cdot}15$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}07$ bis $0{\cdot}08$ $r_1 = 0{\cdot}45$ $r_2 = 0{\cdot}70$ $\varrho = 0{\cdot}027$
$\frac{1}{27{\cdot}2}$	$\frac{1}{31{\cdot}7}$	$\frac{1}{36{\cdot}3}$	$\frac{1}{45{\cdot}4}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26{\cdot}4}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26{\cdot}4}$
$\frac{1}{10{\cdot}5}$	$\frac{1}{12{\cdot}3}$	$\frac{1}{14{\cdot}0}$	$\frac{1}{17{\cdot}5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10{\cdot}1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10{\cdot}1}$
$\frac{1}{8{\cdot}9}$	$\frac{1}{10{\cdot}4}$	$\frac{1}{11{\cdot}9}$	$\frac{1}{14{\cdot}9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8{\cdot}6}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8{\cdot}6}$
$\frac{1}{8{\cdot}3}$	$\frac{1}{9{\cdot}7}$	$\frac{1}{11{\cdot}1}$	$\frac{1}{13{\cdot}9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8{\cdot}0}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8{\cdot}0}$
$\frac{1}{14{\cdot}3}$	$\frac{1}{16{\cdot}7}$	$\frac{1}{19{\cdot}0}$	$\frac{1}{23{\cdot}8}$	$\frac{1}{13{\cdot}7}$	
$\frac{1}{7{\cdot}9}$	$\frac{1}{9{\cdot}2}$	$\frac{1}{10{\cdot}5}$	$\frac{1}{13{\cdot}1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{7{\cdot}5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{6{\cdot}9}$
$\frac{1}{49{\cdot}9}$	$\frac{1}{58}$	$\frac{1}{66{\cdot}2}$	$\frac{1}{82{\cdot}8}$	Schritt $\frac{1}{47{\cdot}6}$ Trab $\frac{1}{40{\cdot}9}$ Scharfer Trab $\frac{1}{39{\cdot}7}$	Schritt $\frac{1}{49}$ Trab $\frac{1}{41{\cdot}8}$ Scharfer Trab $\frac{1}{40{\cdot}6}$
$\frac{1}{35{\cdot}2}$	$\frac{1}{41}$	$\frac{1}{47{\cdot}0}$	$\frac{1}{58{\cdot}6}$	Schritt $\frac{1}{33{\cdot}7}$ Trab $\frac{1}{26{\cdot}8}$ Scharfer Trab $\frac{1}{24{\cdot}3}$	Schritt $\frac{1}{34{\cdot}3}$ Trab $\frac{1}{27{\cdot}2}$ Scharfer Trab $\frac{1}{24{\cdot}6}$
$\frac{1}{42{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}8}$	$\frac{1}{56{\cdot}9}$	$\frac{1}{71{\cdot}0}$	Schritt $\frac{1}{40{\cdot}8}$ Trab $\frac{1}{26{\cdot}5}$ Scharfer Trab $\frac{1}{22{\cdot}6}$	Schritt $\frac{1}{41{\cdot}8}$ Trab $\frac{1}{27}$ Scharfer Trab $\frac{1}{22{\cdot}8}$
$\frac{1}{27{\cdot}2}$	$\frac{1}{31{\cdot}7}$	$\frac{1}{36{\cdot}2}$	$\frac{1}{45{\cdot}2}$	Schritt $\frac{1}{26{\cdot}1}$ Trab $\frac{1}{21{\cdot}7}$ Scharfer Trab $\frac{1}{20{\cdot}0}$	Schritt $\frac{1}{26{\cdot}4}$ Trab $\frac{1}{22}$ Scharfer Trab $\frac{1}{20{\cdot}3}$
$\frac{1}{22{\cdot}2}$	$\frac{1}{25{\cdot}8}$	$\frac{1}{29{\cdot}5}$	$\frac{1}{36{\cdot}9}$	Schritt $\frac{1}{21{\cdot}0}$ Trab $\frac{1}{18{\cdot}5}$ Scharfer Trab $\frac{1}{17{\cdot}2}$	Schritt $\frac{1}{21{\cdot}5}$ Trab $\frac{1}{18{\cdot}5}$ Scharfer Trab $\frac{1}{17{\cdot}2}$

Beschaffenheit der Bahn.		Verhältniss des Lafetten und Artillerie-Karren. b = 0·10 bis b = 0.12 $r_1 = r_2 = 0·78$ $\varrho = 0·038$	Artillerie-wagen. b = 0·07 bis b = 0·075 $r_1 = 0·575$ $r_2 = 0·780$ $\varrho = 0·038$	In der Franche-Comté gebräuchliche Wagen. b = 0·06 bis b = 0·07 $r_1 = 0·625$ $r_2 = 0·725$ $\varrho = 0·027$
Schotterstrasse.	Sehr verfahren, mit dickem Kothe	$\frac{1}{24·1}$	$\frac{1}{20·8}$	$\frac{1}{21·3}$
	Sehr aufgerissen, mit Geleisen von $0^m·06$ bis $0^m·08$ Tiefe und dickem Kothe	$\frac{1}{18·4}$	$\frac{1}{15·9}$	$\frac{1}{16·2}$
	Sehr schlecht, tiefe Geleise von $0^m·10$ bis $0^m·12$, dicker Koth, der Grund hart und rauh	$\frac{1}{16·5}$	$\frac{1}{14·3}$	$\frac{1}{14·4}$
	Sehr gutes Metzer Pflaster (Sierker Sandstein)	$\frac{1}{80·9}$	$\frac{1}{70·0}$	$\frac{1}{75·5}$
Pariser Pflaster aus Sandstein von Fontainebleau.	Gewöhnlich trocken	$\frac{1}{75·7}$	$\frac{1}{64·6}$	$\frac{1}{69·2}$
	Ebenso	$\frac{1}{74·7}$	$\frac{1}{64·6}$	$\frac{1}{69·2}$
	Gewöhnlicher Zustand, nass und mit Koth bedeckt	$\frac{1}{58·1}$	$\frac{1}{50·3}$	$\frac{1}{52·9}$
	Brückenbahn von Holz	$\frac{1}{54·1}$	$\frac{1}{46·8}$	$\frac{1}{49·1}$

horizontalen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.	Wagen mit aufgehängten Sitzen.
$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}450$ $r_2 = 0{\cdot}750$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}55$ $r_2 = 0{\cdot}85$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}80$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 1{\cdot}00$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $0{\cdot}12$ $r_1 + r_2 = 1{\cdot}15$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}07$ bis $0{\cdot}08$ $r_1 = 0{\cdot}45$ $r_2 = 0{\cdot}70$ $\varrho = 0{\cdot}027$
$\frac{1}{18{\cdot}7}$	$\frac{1}{21{\cdot}8}$	$\frac{1}{24{\cdot}9}$	$\frac{1}{31{\cdot}1}$	Schritt $\frac{1}{17{\cdot}9}$ Trab $\frac{1}{15{\cdot}8}$ Scharfer Trab $\frac{1}{14{\cdot}9}$	Schritt $\frac{1}{18{\cdot}1}$ Trab $\frac{1}{15{\cdot}9}$ Scharfer Trab $\frac{1}{15{\cdot}0}$
$\frac{1}{14{\cdot}3}$	$\frac{1}{16{\cdot}7}$	$\frac{1}{19{\cdot}0}$	$\frac{1}{23{\cdot}8}$	Schritt $\frac{1}{13{\cdot}7}$ Trab $\frac{1}{12{\cdot}4}$ Scharfer Trab $\frac{1}{11{\cdot}8}$	Schritt $\frac{1}{13{\cdot}8}$ Trab $\frac{1}{12{\cdot}5}$ Scharfer Trab $\frac{1}{11{\cdot}9}$
$\frac{1}{12{\cdot}7}$	$\frac{1}{14{\cdot}9}$	$\frac{1}{17{\cdot}0}$	$\frac{1}{21{\cdot}2}$	Schritt $\frac{1}{12{\cdot}2}$ Trab $\frac{1}{10{\cdot}5}$ Schritt $\frac{1}{62{\cdot}0}$	Schritt $\frac{1}{12{\cdot}3}$ Trab $\frac{1}{9{\cdot}9}$ Schritt $\frac{1}{64{\cdot}2}$
$\frac{1}{64{\cdot}7}$	$\frac{1}{75{\cdot}5}$	$\frac{1}{86{\cdot}3}$	$\frac{1}{107{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{42{\cdot}0}$ Scharfer Trab $\frac{1}{36{\cdot}2}$ Schritt $\frac{1}{57{\cdot}1}$	Trab $\frac{1}{43{\cdot}0}$ Scharfer Trab $\frac{1}{37{\cdot}0}$ Schritt $\frac{1}{59}$
$\frac{1}{59{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}5}$	$\frac{1}{79{\cdot}9}$	$\frac{1}{99{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{38{\cdot}1}$ Scharfer Trab $\frac{1}{32{\cdot}7}$ Schritt $\frac{1}{57{\cdot}1}$	Trab $\frac{1}{39{\cdot}0}$ Scharfer Trab $\frac{1}{33{\cdot}3}$ Schritt $\frac{1}{59}$
$\frac{1}{59{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}5}$	$\frac{1}{79{\cdot}9}$	$\frac{1}{99{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{40{\cdot}9}$ Scharfer Trab $\frac{1}{35{\cdot}8}$ Schritt $\frac{1}{44{\cdot}0}$	Trab $\frac{1}{41{\cdot}8}$ Scharfer Trab $\frac{1}{36{\cdot}5}$ Schritt $\frac{1}{45{\cdot}1}$
$\frac{1}{46{\cdot}0}$	$\frac{1}{53{\cdot}5}$	$\frac{1}{61{\cdot}2}$	$\frac{1}{76{\cdot}5}$	Trab $\frac{1}{32{\cdot}9}$ Scharfer Trab $\frac{1}{29{\cdot}2}$	Trab $\frac{1}{33{\cdot}5}$ Scharfer Trab $\frac{1}{29{\cdot}8}$
$\frac{1}{42{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}8}$	$\frac{1}{69}$	$\frac{1}{71}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{40{\cdot}8}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{41{\cdot}8}$

Locomotive.

275.

Bezeichnungen.

O der Querschnitt eines Dampfcylinders.
d der Durchmesser eines Dampfcylinders.
l die Länge des Kolbenschubes.
D der Durchmesser eines Triebrades.
F die Heizfläche des Kessels mit Einschluss des Feuerkastens.
S Dampfmenge in Kilg., welche per 1″ auf die beiden Kolben wirkt.
S_1 wirklicke totale Verdampfung in Kilg. und per 1″.
q das Gewicht der Locomotive in Tonnen à 1000 Kilg.
Q das Gewicht aller an die Locomotive angehängten Wagen, sammt ihrer Belastung in Tonnen à 1000 Kilg.
α der Neigungswinkel der Bahn.
V die Geschwindigkeit des Wagenzuges per 1″.
v die mittlere Geschwindigkeit der Kolben.
p der Druck des Dampfes auf 1 Quadratmeter hinter dem Kolben.
r der mittlere Gegendruck, auf die Vorderflächen der Kolben, in Kilg. per 1 Quadratmeter. Unter r ist sowohl der atmosphärische Druck, als auch der Einfluss des Blasrohres zu verstehen.
m der Coefficient für den schädlichen Raum. Die Bedeutung desselben ist in Nr. 253 angegeben worden.

276.

Widerstands-Coefficienten.

Jede Tonne der an dem Dampfwagen angehängten Last verursacht, mit Einschluss des Luftwiderstandes und bei gewöhnlicher Geschwindigkeit der Fahrt, (10^m bis 12^m) einen Widerstand von ungefähr 5 Kilg.

Jede Tonne von dem Gewicht der Locomotive verursacht mit Einschluss der Reibung der Maschinentheile einen Widerstand von ungefähr 10 Kilg.

Die Coefficienten für die Reibung der Räder auf der Bahn sind:

a) wenn die Schienen trocken und staubig sind . $\frac{1}{5}$

b) wenn die Schienen etwas feucht sind . . . $\frac{1}{10}$

c) wenn die Schienen nass oder beschneit sind . $\frac{1}{15}$

Der Gegendruck auf die Vorderflächen der Kolben beträgt in der Regel $1\frac{1}{4}$ Atmosphären; es ist daher gewöhnlich $r = 12500$ Kilg.

277.

Gewichte verschiedener Transportwagen in Tonnen à 1000 Kilg.

	Eigenes Gewicht.	Belastung.
Stehwagen	3·08	60 Personen.
Personenwagen III. Classe .	3·52	42 „
„ II. „ .	3·56	33 „
„ gemischte Cl.	3·93	28 „
Gepäckwagen	3·50	3·8 Tonnen.
Gedeckte Güterwagen . . .	3·50	4·5 bis 6 Tonnen.
Pritschenwagen	3·00	
Pferdewagen	3·34	3 Pferde.
Leere Tender	4·00	4·8 Tonnen Wasser. 1·25 bis 1·5 Tonnen Coaks.

278.

Formeln zur Berechnung der Hauptdimensionen von neu zu erbauenden Locomotiven, die eine bestimmte Leitung hervorbringen sollen.

Für neu zu erbauende Locomotive ist gegeben:

$$V,\ v,\ Q,\ q,\ \sin.\alpha,\ p,\ r$$

die zu bestimmenden Grössen sind dagegen

$$\frac{D}{l},\ O,\ d,\ S,\ S_1,\ F.$$

Hiezu dienen folgende Gleichungen:

A. Locomotive mit Maschinen *ohne* Expansion.

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{V}{v}$$

$$O = \frac{1}{2} \cdot \frac{V}{v} \frac{5\,Q + 10\,q + 1000 \text{ sin. } \alpha\,(Q+q)}{p - r}$$

$$d = \sqrt{\frac{40}{\pi}}$$

$$S = 2\,O\,(1 + m)\,v\,(\alpha + \beta\,p) \text{ wobei } \begin{cases} \alpha = 0{\cdot}1427 \\ \beta = 0{\cdot}00004729 \end{cases}$$

$$S_1 = 1{\cdot}4 \sqrt[4]{\frac{8{\cdot}89}{V}}\,S$$

$$F = 81{\cdot}5 \sqrt[4]{\frac{8{\cdot}89}{V}}\,S = 58\,S_1.$$

B. Locomotive *mit* expantirenden Maschinen.

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{V}{v}$$

$$O = \frac{1}{2}\,\frac{V}{v}\,\frac{5\,Q + 10\,q + 1000 \text{ sin. } \alpha\,(Q+q)}{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}$$

$$d = \sqrt{\frac{40}{\pi}}$$

$$S = 2\,O\left(\frac{l_1}{l} + m\right)v\,(\alpha + \beta\,p)$$

$$S_1 = 1{\cdot}4 \sqrt[4]{\frac{8{\cdot}89}{V}}\, S$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427, \quad \beta = 0{\cdot}00004729, \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3018$$

für $\frac{l_1}{l}$ =	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
ist k =	0·958	0·846	0·685	0·568	0·535.

279.

Grösste Last, welche eine Locomotive fortzuschaffen vermag, ohne dass ein Gleiten der Triebräder auf der Bahn eintritt.

Nennt man:
Q_1 diese grösste Last in Tonnen ausgedrückt;
q_1 die Last in Tonnen, welche auf den Triebrädern liegt;
f den Coefficient für die Reibung der Räder auf der Bahn,
so ist:

$$Q_1 = \frac{1000\, f\, q_1 - q\,(10 + 1000 \sin.\, \alpha)}{5 + 1000 \sin.\, \alpha}.$$

280.

Bemerkungen zur folgenden Tabelle über die Hauptdimensionen und Leistungen verschiedener Locomotive.

Diese 16 Locomotive bilden ein vollständiges System, welches wohl für alle praktischen Fälle empfehlungswerthe Anordnungen darbieten dürfte.

Das I. System. Personentransport-Maschinen mit zwei grossen an der Mitte der Maschine befindlichen Triebrädern.

Das II. System. Waarentransport-Maschinen für Bahnen mit Steigungen bis zu $\frac{1}{200}$.

Das III. System. Waarentransport-Maschinen für Bahnen mit Steigungen über $\frac{1}{200}$.

Die Bedeutung der Zeichen ist:

Columne d Durchmesser der Dampfcylinder in Centimeter.
„ l Kolbenschub in Centimeter.
„ D Durchmesser der Treibräder in Centimeter.
„ F Totale Heizfläche der Kessel in Quadratmeter.
„ S Maximum der Dampfmenge in Kilg., welche die Kessel per 1 Stunde entwickeln können.
„ K Coaksverbrauch in Kilg. und per 1 Stunde, welche dem Maximum der Dampfbildung entspricht.
„ N_n Maximum des Nutzeffectes in Pferdekräften.
„ q Gewicht der Maschinen in Tonnen à 1000 Kilg.
„ q_1 Last in Tonnen, welche auf den Triebrädern ruht.
„ Q Grösste Last in Tonnen, welche die Maschine auf horizontaler Bahn fortziehen können, wenn die Schienen trocken sind.
„ p Spannung des Dampfes im Cylinder in Kilg. per 1 Quadrat-Centimeter, wenn die Lasten Q fortgezogen werden.
„ v Geschwindigkeit der Kolben in Metre und per 1″.
„ V Geschwindigkeit der Fahrt in Metre und per 1″.
„ Q_1 Grösste Lasten, welche die Maschinen auf Bahnen von verschiedenen Steigungen fortzuziehen vermögen, vorausgesetzt, dass die Schienen vollkommen trocken sind, in welchem Falle die Reibung auf der Bahn $\frac{1}{5}$ beträgt.

Die Maschinen sämmtlicher Locomotive wirken ohne Expansion.

Tabelle über die Hauptdimensionen und Leistungen verschiedener Locomotive.

Bauart der *Maschinen.*	Nr.	d	l	D	F	S	K	N_n	q	q_1	Q	p	v	V	Maximum der Lasten, wenn die Neigung der Bahn									
															$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{60}$	$\frac{1}{80}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{1000}$	$\frac{1}{\infty}$
I. *System.*	1	30	46·8	163·8	55	2480	600	118	11	5·5	198	5·56	1·625	8·94	8	16·5	23·9	36	49	59	94	137	172	198
Personen-Transport-	2	31	48·4	169·4	60	2700	670	130	12	6·0	216	5·66	1·650	9·07	8·7	18	26·5	40	53	64	102	150	188	216
Maschinen	3	32	49·9	174·6	65	2920	730	143	13	6·5	234	5·72	1·676	9·21	9·4	19·5	28·2	43	58	69	110	163	203	234
mit	4	33	51·5	180·3	70	3130	780	156	14	7·0	252	5·78	1·693	9·31	10·1	21	30·4	46	62	75	119	171	219	252
2 Treibrädern und	5	34	53·0	185·5	75	3390	840	170	15	7·5	270	5·82	1·723	9·48	11·0	22·5	32·6	50	67	80	127	187	235	270
4 Tragrädern.	6	35	54·6	191·1	80	3600	900	182	16	8·0	288	5·85	1·730	9·51	11·6	24	34·7	53	71	85	136	200	250	288
II. *System.*	1	36	56·2	142·7	72	3240	810	152	16	9·6	352	5·05	1·625	6·50	17·4	32	45	70	89	107	152	246	296	352
Waaren-Transport-	2	37	57·7	146·5	76	3420	850	162	17	10·2	374	5·08	1·624	6·50	18·5	34	48	75	95	113	162	262	314	374
Maschinen	3	38	59·3	150·6	81	3640	910	172	18	10·8	396	5·09	1·636	6·54	19·6	36	51	79	100	120	171	277	333	396
mit 4 gekuppelten	4	39	60·8	154·4	85	3820	950	183	19	11·4	418	5·09	1·630	6·58	20·7	38	54	84	106	127	181	293	352	418
Treibrädern.	5	40	62·4	158·5	90	4070	1020	194	20	12·0	440	5·09	1·655	6·62	21·8	40	57	88	111	133	190	308	370	440
III. *System.*	1	41	63·9	127·8	84	3780	940	195	21	18·9	714	5·75	1·305	4·10	45·8	75·6	101	145	189	223	347	504	693	714
Waaren-Transport-	2	42	65·5	131·0	88	3960	990	200	22	19·8	748	5·76	1·303	4·09	48·0	79·2	106	152	198	223	363	528	726	748
Maschinen	3	43	67·1	134·2	92	4140	1030	212	23	20·7	782	5·77	1·300	4·08	50·0	82·8	111	158	207	244	379	552	759	782
mit 6 gekuppelten	4	44	68·6	137·2	96	4360	1090	221	24	21·6	816	5·78	1·295	4·07	52·0	86·4	116	166	216	254	396	576	792	816
Treibrädern.	5	45	70·2	140·4	100	4500	1120	230	25	22·5	850	5·78	1·290	4·05	54·0	90·0	121	173	225	265	415	600	825	850

Dampfschiffe.

282.

Bezeichnungen. **Tafel XX.**

L Länge des Schiffes zwischen den Perpentikeln;
B Breite der Schale in der Mitte des Schiffes;
H Höhe des Schiffes;
T Tiefgang oder Tauchung des Schiffes;
O_1 Der Flächeninhalt des eingetauchten Theiles von dem Hauptquerschnitt des Schiffes;
$O = B\,T$ der Flächeninhalt des der Figur O_1 umschriebenen Rechteckes;
F_1 der Flächeninhalt der Schwimmfläche des Schiffes;
$F = B\,L$ der Flächeninhalt des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes;
$\mathfrak{V}_1$ das Volumen des verdrängten Wassers;
$\mathfrak{V} = B\,L\,T$ das Volumen des dem verdrängten Wasserkörper umschriebenen Parallelepipedes;
D der Durchmesser eines Ruderrades;
i Anzahl der Schaufeln eines Rades;
b die Länge einer Schaufel;
a die radiale Dimension einer Schaufel;
$o = 2\,a\,b$ die Summe der Flächen zweier Schaufeln;
V die Umfangsgeschwindigkeit der Räder gegen das Schiff;
U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser. Wenn letzteres keine Bewegung hat, ist U die absolute Geschwindigkeit des Schiffes;
N die Pferdekraft der Maschinen, welche das Schiff bewegen;
v die Geschwindigkeit (mittlere) des Kolbens einer Maschine;
l die Länge des Kolbenschubes.

283.

Praktische Verhältnisse, nach welchen die existirenden Schiffe angeordnet sind.

Durch Vergleichung einer grossen Anzahl von Schiffen haben sich folgende Verhältnisse ergeben.

Verhältnisse.	Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{L}{B} = \frac{\text{Länge des Schiffes}}{\text{Breite der Schale}}$	9	7·4	6
$\frac{T}{B} = \frac{\text{Tauchung des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·18	0·19	0·4
$\frac{H}{B} = \frac{\text{Höhe des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·5	0·5	0·64
$\frac{N}{O} = \frac{\text{Pferdekraft der Maschine}}{\text{Eingetauchtes Rechteck}}$ . . .	13·7	8·93	6·25
$\frac{O_1}{O} = \frac{\text{Eingetauchter Querschnitt}}{\text{Umschriebenes Rechteck}}$ . .	0·88	0·88	0·82
$\frac{F_1}{F} = \frac{\text{Wahre Schwimmfläche}}{\text{Rechteck B L}}$	0·667	0·667	0·794
$\frac{\mathfrak{V}_1}{\mathfrak{V}} = \frac{\text{Volumen des verdrängten Wassers}}{\text{Volumen des Parallelepipedes L B T}}$	0·448	0·448	0·541
$\frac{V}{U} = \frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit der Räder}}{\text{Geschwindigkeit des Schiffes}}$	1·41	1·41	1·45
$\frac{D}{B} = \frac{\text{Durchmesser eines Rades}}{\text{Breite des Schiffes}}$ . .	0·73	0·73	0·73
$\frac{b}{B} = \frac{\text{Länge einer Schaufel}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·37	0·35	0·33
$\frac{a}{b} = \frac{\text{Höhe einer Schaufel}}{\text{Länge einer Schaufel}}$	0·2	0·2	0·231
$\frac{i}{D} = \frac{\text{Anzahl der Schaufeln eines Rades}}{\text{Durchmesser eines Rades}}$	3 bis 3·3	3 bis 4·3	2·7
$\frac{o}{O} = \frac{\text{Summe zweier Schaufelflächen}}{\text{Eingetauchtes Rechteck B T}}$.	0·318	0·318	0·143

284.

Verhältnisse, welche bei den Kesseln vorkommen.

Benennungen.	Für jede Pferdekraft.
Heizfläche des Feuerraumes	0·2019 Quadratmet.
Heizfläche der Kanäle oder Röhren . . .	0·75 bis 1·4 Quadratmet.

Benennungen.	Für jede Pferdekraft.
Totale Heizfläche	0·93 bis 1·7 Quadratmet.
Rostfläche	0·057 Quadratmet.
Fläche der Luftspalten zwischen den Stäben	0·016 „
Volumen des Aschenfalles	0.0306 Kubikmet.
Volumen des Feuerraumes	0·0408 „
Wasservolumen der Verdampfung ausgesetzt	0·2005 „
Vom Dampf eingenommenes Volumen . . .	0·1472 „
Totales Volumen des Kessels	0·5980 „
Höhe des Kamins { bei kleinen Schiffen 5 bis 9m / bei grossen Schiffen 11 bis 14m }	
Querschnitt des Kamins	0·00614 Quadratmet.
Querschnitt der Luft-Kanäle	0·0111 „

Diese Verhältnisse beziehen sich auf *Watt'sche* Niederdruckkessel.

285.

Ungefähre Gewichtsbestimmungen.

Benennung der Gegenstände.	Gewicht in Kilg. per 1 Pferdekraft.	
	Fluss- u. Land-See-Schiffe.	Meer-Schiffe.
Maschinen und Treibapparat . . .	370	370
Kessel (ohne Füllung) Kamin . .	360	360
Füllung des Kessels	270	200
Das Schiff mit Ausrüstung, bei den Meerschiffen mit Segelwerk . .	840 Eisen.	1530 Holz. 1000 Eisen.
Total-Gewicht ohne Nutzlast . . .	1840	2530 Holz. 2000 Eisen.

Auch ist:

Gewicht des Schiffes mit Ausrüstung ohne Maschinen, ohne Kessel:

a) für Fluss- und Landseeschiffe . . . 126 L (B + H) Kilg.

b) für Meer-Schiffe . . . . . 533 L (B + H) Kilg.

Anmerkung.

Diese Gewichtsbestimmungen beziehen sich auf *Watt'sche* Niederdruckmaschinen und Kessel. Direktwirkende Maschinen und Röhrenkessel sind leichter.

286.

Hauptresultate über die Bewegung eines Schiffes und der Maschinen.

Die folgenden Ausdrücke geben an: 1) den Widerstand, welcher der Bewegung eines Schiffes entgegenwirkt; 2) das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit der Ruderräder und jener des Schiffes; 3) die Abhängigkeit zwischen der Grösse des Schiffes, der Kraft der Maschinen und der Geschwindigkeit des Schiffes; 4) das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes.

Setzt man nämlich

$$k = 125$$

$$K = 1{\cdot}41 + 0{\cdot}105 \frac{L}{B}\left(2 + \frac{1}{2}\frac{B}{T}\right)$$

so ist:

1) der Widerstand in Klg., welcher der Bewegung eines gut geformten Schiffes entgegen wirkt

$$K\ O\ U^2$$

2) Das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit der Räder und der Geschwindigkeit des Schiffes

$$\frac{V}{U} = 1 + \sqrt{\frac{K\ O}{k\ o}}$$

3) Die Pferdekraft der Maschinen

$$N = \frac{K}{75}\ O\ U^3\left(\frac{V}{U}\right)$$

4) Das eingetauchte Rechteck des Schiffes

$$C = \frac{75\,N}{K\,U^3\left(\frac{V}{U}\right)}$$

5) Die Geschwindigkeit des Schiffes

$$U = \sqrt[3]{\frac{75\,N}{K\,O\left(\frac{V}{U}\right)}}$$

6) Das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes der Maschine

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi}\,\frac{V}{v}$$

287.

Form der Schiffe.

Es haben bis jetzt alle Versuche gescheitert, die Form der Schiffe aus wissenschaftlichen Prinzipien herzuleiten, und es ist auch gar keine Wahrscheinlichkeit vorhanden, dass diese Aufgabe auf theoretischem Wege gelöst werden wird. Durch die zahllosen im Schiffbau gemachten Erfahrungen ist man aber allmählig auf Formen gekommen, die nur noch einen sehr geringen (grösstentheils von der Reibung herrührenden) Widerstand verursachen, und die sowohl eine genügende Stabilität als auch eine zweckmässige Räumlichkeit gewähren. Diese Formen sind als Erfahrungsresultate anzusehen, die sowohl für die Beurtheilung der bestehenden, als auch für den Entwurf der neu zu erbauenden Schiffe eine sichere Grundlage bilden. Es ist aber nicht gerade nothwendig, die zu erbauenden Schiffe congruent oder geometrisch ähnlich mit den bereits bestehenden Schiffen zu machen, sondern man kann durch ein gewisses Verfahren aus einer von den bestehenden guten Schiffsformen sehr viele andere ebenfalls gute Formen herausgestalten. Dieses Verfahren gründet sich auf die Voraussetzung, dass durch gleichförmige

Ausdehnung oder Zusammenziehung eines gut geformten Schiffes nach seiner Länge oder nach seiner Breite oder endlich nach seiner Höhe wiederum eine gute Form entsteht.

Hierauf gründen sich die nachfolgenden Tabellen, vermittelst welchen man mit Leichtigkeit in jedem besonderen Falle die geeigneten Schiffsformen darstellen kann. Die Zahlenwerthe jeder einzelnen Tabelle sind einer bestimmten guten Schiffsform entnommen; sie drücken aber keine absoluten Grössen aus, sondern sind nur Verhältnisszahlen, durch welche, unabhängig von der Länge, Breite, Höhe des Schiffes, das Charakteristische seiner Form ausgedrückt wird. Diese Zahlenwerthe sind auf folgende Art erhalten worden.

Man denke sich die Länge des Schiffes zwischen den Perpentikeln in 20 gleiche Theile getheilt und durch diese Theilungspunkte Querschnittsebenen gelegt; denke sich ferner die der normalen Belastung entsprechende Tauchung in 6 gleiche Theile getheilt, und durch die Theilungspunkte horizontale Ebenen gelegt; denke sich endlich durch die Kiellinie eine vertikale Ebene geführt, welche das Schiff in zwei Hälften theilt. Die horizontalen Ebenen und die vertikalen Querebenen schneiden die Schiffsform nach gewissen Linien, von denen die ersteren „Wasserlinien“ die letzteren „Spanten“ genannt werden. Die Wasserlinien und Spanten durchschneiden sich in gleichen Punkten. Die ganze Breite des Schiffes = 2000 gesetzt sind die in den Tabellen enthaltenen Zahlen die Abstände jener Punkte, von der durch den Kiel gelegten Vertikalebene.

In der ersten Vertikalcolumne sind die aufeinander folgenden Querschnitte nummerirt. Die Nummeration beginnt (mit o) am hinteren Ende des Kiels und endiget (mit 20) am vorderen Ende des Schiffes. Die mit I II III überschriebenen Vertikalcolumnen geben die Ordinaten der von unten nach aufwärts gezählten Wasserlinien. Die horizontalen Zahlenreihen geben die den einzelnen Spanten entsprechenden Ordinaten. Die mit „Verdeck“ überschriebene Vertikalcolumne enthält die Ordinaten für das Verdeck.

Diese Tabellen in Verbindung mit den Nummer (283) angegebenen Verhältnisszahlen liefern in jedem besonderen Falle die dem Zwecke entsprechende Schiffsform, und man verfährt bei dem Entwurf auf folgende Weise.

Man bestimmt zuerst die 4 Hauptdimensionen, nämlich: Länge, Breite, Höhe und Tauchung des Schiffes. Eine oder zwei dieser Dimensionen werden in der Regel durch den Zweck, welchem das Schiff dienen soll, vorgeschrieben, die übrigen können nach den Verhältnissen genommen werden, welche in Nummer (283) aufgestellt wurden. Ist dies

geschehen, so entscheidet man sich für die Charakteristik der Schiffsform. Die folgenden Bemerkungen können hiebei als Richtschnur dienen.

Ein Flussboot, dessen Tauchung weniger als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen soll, muss einen flachen Boden erhalten und die Zuspitzungen des Vorder- und des Hintertheiles dürfen nicht zu scharf sein.

Ein Flussboot, dessen Tauchung $\frac{1}{5}$ oder mehr als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen darf, muss zwar auch einen flachen Boden erhalten, die Zuspitzungen des Vorder- und Hinterschiffes dürfen aber ziemlich scharf sein.

Landseeschiffe dürfen einen etwas auf Kiel geformten Boden erhalten, und die Zuspitzungen dürfen mehr oder weniger scharf sein.

Schiffe, welche bestimmt sind Meeresküsten zu befahren und in die Flussmündungen einzulaufen, werden im Allgemeinen wie Meerschiffe geformt, nur erhalten sie einen flachen Boden.

Hat man sich für eine bestimmte Charakteristik entschieden, so kann man die Verzeichnung des Schiffes vornehmen, wobei am bequemsten ein Maasstab dient, welcher 10tel, 100tel und 1000tel der halben Schiffsbreite gibt.

288.

Fluss-Schiff

Rainbow.

(Tredgold on the Steam Engine Appendix A and B.)

Binterschiff.							
x	I	II	III	IV	V	VI	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	20	700
1	75	110	150	200	260	336	750
2	165	250	325	385	455	520	810
3	280	400	480	530	590	640	860
4	400	530	610	665	710	750	900
5	515	640	700	750	790	830	930
6	610	710	770	820	860	890	960
7	680	770	830	880	910	930	980
8	730	820	880	910	945	960	990
9	760	860	910	940	970	990	1000
10	770	860	930	950	980	990	1000

Vorderschiff.							
x	I	II	III	IV	V	VI	Verdeck.
10	770	860	930	950	980	990	1000
11	745	850	900	940	960	980	1000
12	710	810	860	910	940	960	1000
13	640	750	810	845	870	900	1000
14	545	665	730	760	800	830	960
15	440	550	620	660	700	735	890
16	320	460	530	570	610	645	820
17	200	300	350	390	430	460	670
18	90	160	210	230	260	290	500
19	30	35	55	70	80	90	270
20	—	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontal-Schnitten und dem Rechteck B L

1.	Schnitt	. 0·471
2.	„	. 0·477
3.	„	. 0·582
4.	„	. 0·621
5.	„	. 0·656
6.	„	. 0·686

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit . . . . .

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}488\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}600\ T$$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}525\ B\ L\ T$

**Bedingung der Stabilität . . . . . ** $e < 0{\cdot}0769 \left(\frac{B}{T}\right) B$

289.

Fluss-Schiff.

Diamond.

(Tredgold on the Steam Engine. Enlarged Edition).

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I	II	III	Verdeck.	x	I	II	III	Verdeck.
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	790	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L

1. Schnitt . 0·452
2. „ . 0·556
3. „ . 0·633

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}485\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}602\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}0802 \left(\frac{B}{T}\right) B.$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}441\ B\ L\ T.$

290.

Fluss-Schiff.

Ipswich & London.

(Tredgold on the Steam Engine. Appendix E and F.)

Hinderschiff.							Vorderschiff.						
x	I	II	III	IV	V	Verdeck.	x	I	II	III	IV	V	Verdeck.
0	15	15	65	215	510	710	10	750	910	970	1000	1000	1000
1	60	140	320	600	765	780	11	725	890	960	1000	1000	1000
2	130	300	534	740	840	840	12	670	840	920	975	975	975
3	245	490	680	830	890	890	13	590	670	780	850	920	930
4	370	640	790	890	930	930	14	490	670	770	850	890	890
5	525	760	880	940	950	950	15	380	550	660	740	790	800
6	650	850	940	960	970	980	16	280	440	540	600	670	690
7	730	900	970	990	1000	1000	17	190	310	400	470	530	550
8	750	910	970	990	1000	1000	18	110	190	260	310	360	390
9	760	920	970	1000	1000	1000	19	35	80	120	155	185	200
10	750	910	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Diese Tabellenwerthe bestimmen die Form des ganzen Schiffes. Es ist nämlich das Schiff durch 5 horizontale Ebenen geschnitten, die um $\frac{1}{5}$ H von einander abstehen. Der fünfte Schnitt geht demnach durch die mittlere Höhe des Schiffes. Die normale Tauchung reicht bis an den zweiten Schnitt.

291.

Fluss-Schiff.

Red-Rower.

(Tredgold on the Steam Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I	II	III	IV	V	Verdeck.	x	I	II	III	IV	V	Verdeck.
0	40	40	40	40	40	800	10	840	920	970	1000	1000	1000
1	50	78	135	215	310	870	11	830	910	960	990	1000	1000
2	110	160	280	410	540	910	12	780	870	940	980	1000	1000
3	178	300	440	600	700	940	13	680	800	870	935	970	990
4	310	480	600	740	830	980	14	550	700	780	850	920	970
5	470	630	750	850	900	1000	15	400	550	660	740	810	930
6	630	760	850	930	960	1000	16	260	400	510	610	680	860
7	740	840	920	970	980	1000	17	140	260	360	460	520	750
8	800	900	950	980	1000	1000	18	66	137	220	300	360	590
9	830	920	970	1000	1000	1000	19	40	50	80	120	150	340
10	840	920	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L

1.	Schnitt	. 0·409
2.	„	. 0·537
3.	„	. 0·616
4.	„	. 0.688
5.	„	. 0·733

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit . . . .

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}497\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}594\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}09007 \left(\frac{B}{T}\right) B$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}523\ B\ L\ T$

292.

Landsee-Schiff

mit ziemlich scharfen Formen, der Boden nach der Kiellinie hin geneigt.

Hinterschiff.						Vorderschiff.					
x	I	II	III	IV	Verdeck.	x	I	II	III	IV	Verdeck.
0	15	15	15	15		10	710	896	963	985	
1	50	80	125	205		11	670	863	935	968	
2	105	185	285	405		12	595	798	877	915	
3	180	315	445	590		13	495	700	790	845	
4	294	460	600	732		14	398	584	688	750	
5	422	605	735	840		15	285	445	548	620	
6	545	732	835	905		16	180	303	400	470	
7	633	816	905	950		17	100	190	262	320	
8	700	880	952	978		18	42	94	135	180	
9	715	900	965	990		19	15	30	40	60	
10	710	896	963	985		20	—	—	—	15	

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L

1. Schnitt . 0·357
2. „ . 0·494
3. „ . 0·580
4. „ . 0·637

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}475\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}604\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}0846 \left(\frac{B}{T}\right) B.$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}434\ B\ L\ T.$

293.

Meer-Schiff.

Ists.

(Tredgold on the Steam Engine. Appendix E und F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I	II	III	IV	V	Verdeck.	x	I	II	III	IV	V	Verdeck.
0	30	30	30	30	30	714	10	890	975	1000	1000	1000	1000
1	80	158	248	383	580	815	11	893	980	1000	1000	1000	1000
2	180	342	522	695	810	875	12	880	975	1000	1000	1000	1000
3	300	550	738	848	900	925	13	835	960	978	1000	1000	1000
4	440	732	864	920	950	960	14	760	918	980	990	1000	1000
5	590	835	928	964	990	994	15	644	834	920	955	980	1000
6	724	890	960	988	995	1000	16	500	695	800	875	920	1000
7	794	930	978	1000	1000	1000	17	356	520	645	740	810	970
8	874	955	990	1000	1000	1000	18	195	310	430	530	620	885
9	880	974	1000	1000	1000	1000	19	55	110	180	250	330	645
10	890	975	1000	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L

1. Schnitt . 0·544
2. „ . 0·683
3. „ . 0·759
4. „ . 0·808
5. „ . 0·845

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . 0·643 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers . . . . . $\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}494\ L$, $\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}518\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}0958 \left(\frac{B}{T}\right) B$

294.

Meer-Schiff.

Medea.

(Tredgold on the Steam Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I	II	III	IV	V	Verdeck.	x	I	II	III	IV	V	Verdeck.
0	30	30	30	30	30	820	10	785	945	980	990	1000	1000
1	30	75	160	336	600	880	11	790	950	980	990	1000	1000
2	70	170	355	590	785	920	12	770	940	970	990	1000	1000
3	130	320	565	760	860	945	13	700	900	965	990	995	1000
4	205	500	735	855	905	965	14	600	835	935	970	980	1000
5	305	670	850	910	940	985	15	460	720	860	940	950	1000
6	430	770	900	940	955	990	16	320	550	740	850	900	1000
7	540	840	940	960	980	1000	17	200	370	550	690	800	980
8	650	887	955	983	988	1000	18	100	190	310	440	565	910
9	730	920	970	990	1000	1000	19	40	40	60	115	200	685
10	785	945	980	990	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse der Horizontalschnitte zum Rechteck B L.

1. Schnitt = 0·396
2. „ = 0·583
3. „ = 0·692
4. „ = 0·767
5. „ = 0·823

Volumen des verdrängten Wassers . . . . = 0 530 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers . . .

$\left(\frac{x}{w}\right) = 0{\cdot}533\ L$

$\left(\frac{y}{w}\right) = 0{\cdot}640\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}109 \left(\frac{B}{T}\right) B.$

295.

Meer-Schiff.

Berenice.

(Tredgold on the Steam Engine. Enlarged Edition.)

Hinderschiff.								Vorderschiff.							
x	I	II	III	IV	V	VI	Verdeck.	x	I	II	III	IV	V	VI	Verdeck.
0	—	—	—	—	—	—	—	10	820	920	970	990	1000	1000	—
1	67	110	165	220	325	480	—	11	810	925	965	990	1000	1000	—
2	145	250	350	450	570	695	—	12	790	920	950	980	1000	1000	—
3	245	410	540	635	730	810	—	13	730	875	920	950	980	990	—
4	360	555	680	765	815	880	—	14	640	790	860	900	930	960	—
5	478	690	790	840	875	920	—	15	515	670	760	820	860	910	—
6	520	780	855	895	920	950	—	16	380	530	610	690	750	810	—
7	685	835	895	930	950	970	—	17	230	350	430	510	570	645	—
8	750	870	930	960	970	985	—	18	90	150	210	275	330	400	—
9	795	905	955	980	995	1000	—	19	—	—	—	—	—	45	—
10	820	920	970	990	1000	1000	—	20	—	—	—	—	—	—	—

Verhältnisse zwischen den Horizontal-Querschnitten und dem Rechteck L B

1. Schnitt $= 0{\cdot}456$
2. „ $= 0{\cdot}576$
3. „ $= 0{\cdot}641$
4. „ $= 0{\cdot}689$
5. „ $= 0{\cdot}728$
6. „ $= 0{\cdot}772$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}579\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers . . .

$$\begin{pmatrix} x \\ w \end{pmatrix} = 0{\cdot}577\ L$$

$$\begin{pmatrix} y \\ w \end{pmatrix} = 0{\cdot}579\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}0907 \left(\frac{B}{T}\right) B.$

296.

Meer-Schiff

Cyclops.

(Tredgold on the Steam Engine. Appendix E und F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I	II	III	IV	V	Verdeck.	x	I	II	III	IV	V	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	680	10	575	835	940	980	1000	1000
1	20	65	120	210	355	765	11	570	835	935	980	1000	1000
2	80	164	300	460	635	845	12	545	820	930	980	1000	1000
3	150	300	482	660	770	920	13	505	790	910	964	1000	1030
4	230	430	635	770	850	985	14	450	730	870	935	980	1132
5	320	560	740	850	910	1045	15	375	645	810	880	932	1135
6	400	665	820	900	950	1090	16	300	532	710	790	860	1080
7	465	735	865	930	970	1130	17	210	395	555	660	735	980
8	515	785	900	955	990	1150	18	120	240	360	460	550	820
9	555	810	924	965	1000	1120	19	30	90	140	200	273	530
10	575	835	940	980	1000	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse der Flächeninhalte der Horizontalschnitte zum Rechteck B L

1. Schnitt . 0·321
2. „ . 0·522
3. „ . 0·648
4. „ . 0·727
5. „ . 0·788

Das Volumen des verdrängten Wassers . . $\mathfrak{V} = 0{\cdot}522\ B\ L\ T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers . . . . . $\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}507\ L$

$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}613\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}102 \left(\frac{B}{T}\right) T$

297.

Meer-Schiff

Colchis.

(Tredgold on the Steam Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							
x	I	II	III	IV	V	VI	Verdeck.
0	33	33	33	33	33	33	730
1	33	70	120	180	253	370	930
2	70	160	254	360	470	595	1000
3	152	260	415	528	650	740	1090
4	240	410	550	660	760	840	1125
5	375	550	680	770	850	910	1180
6	520	680	790	850	920	950	1190
7	620	770	840	900	950	980	1215
8	720	820	900	940	965	990	1230
9	770	850	920	960	990	1000	1240
10	780	860	930	960	990	1000	1240

Vordershiff.							
x	I	II	III	IV	V	VI	Verdeck.
10	780	860	930	960	990	1000	1240
11	780	860	930	960	990	1000	1240
12	770	860	920	960	990	1000	1000
13	720	810	890	940	980	990	1000
14	630	740	820	890	930	970	1000
15	510	640	730	800	860	900	990
16	360	500	580	680	750	800	940
17	225	320	430	510	580	650	880
18	70	145	250	320	400	450	730
19	33	33	50	85	150	190	470
20	—	—	—	—	—	—	33

Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten der Horizontalschnitte und dem Rechteck B L . . . . . .

1. Schnitt = 0·419
2. „ = 0·518
3. „ = 0·600
4. „ = 0·714
5. „ = 0·722
6. „ = 0·767

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers . . . . . .

$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}491\ L$

$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}589\ T$

Das Volumen des verdrängten Wassers . . . . = 0·559 B L T

Bedingung der Stabilität . . . . . e < $0{\cdot}0915 \left(\frac{B}{T}\right) B$

298.

Nile Steam Ship.

(Tredgold on the Steam Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I	II	III	IV	V	Verdeck.	x	I	II	III	IV	V	Verdeck.
0	30	35	40	54	90	200	10	680	870	930	960	990	1000
1	50	90	150	280	440	665	11	670	860	930	960	990	1000
2	100	210	360	560	730	840	12	670	850	930	960	990	1000
3	160	370	570	730	840	910	13	670	850	930	960	990	1000
4	240	550	720	840	910	950	14	650	840	920	950	990	1000
5	360	690	810	900	950	990	15	590	790	890	940	970	980
6	470	770	870	930	970	995	16	460	690	810	880	910	940
7	575	820	900	940	980	1000	17	290	495	640	730	780	810
8	660	850	920	945	980	1000	18	70	220	340	440	510	560
9	660	870	920	950	980	1000	19	—	—	—	—	80	150
10	680	870	930	960	990	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse der Horizontalschnitte zu dem Rechteck B L . . . . . :

1. Schnitt = 0·402
2. „ = 0·586
3. „ = 0·679
4. „ = 0·746
5. „ = 0·803
6. „ = 0·849

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . = 0·606 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers . . . . . :

$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}494\ L$

$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}595\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}1027 \left(\frac{B}{T}\right) B.$

299.

Meer- und Fluss-Schiff.

Firebrand.

(Tredgold on the Steam Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I	II	III	IV	V	Verdeck.	x	I	II	III	IV	V	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	770	10	410	850	990	1000	1000	1000
1	55	80	150	275	480	920	11	400	870	980	1000	1000	1000
2	70	140	320	510	730	950	12	390	860	980	1000	1000	1000
3	100	240	470	700	880	990	13	360	810	960	990	1000	1000
4	140	360	620	830	940	1000	14	300	730	930	980	990	1000
5	180	470	760	910	990	1000	15	230	630	840	920	970	1000
6	230	600	850	980	1000	1000	16	160	470	670	800	880	990
7	300	700	900	990	1000	1000	17	100	280	470	610	710	960
8	350	790	950	1000	1000	1000	18	50	125	230	350	440	860
9	390	820	980	1000	1000	1000	19	—	—	—	70	120	620
10	410	850	990	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Verhältnisse der Horizontalschnitte zu dem Rechteck B L . . . . .

1. Schnitt $= 0{\cdot}211$
2. „ $= 0{\cdot}492$
3. „ $= 0{\cdot}653$
4. „ $= 0{\cdot}746$
5. „ $= 0{\cdot}807$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}480\ B\ L\ T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers . . . . .

$\left(\frac{x}{W}\right) = 0.515\ L$

$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}664\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . . $e < 0{\cdot}121 \left(\frac{B}{T}\right) B.$

300.

Regeln zur Berechnung.

a) Des Volumens der verdrängten Flüssigkeit. b) Des Schwerpunktes derselben. c) Des Ortes, nach welchen der Schwerpunkt der Maschinen fallen muss, damit das Schiff überall gleich tief taucht. d) Der Stabilität des Schiffes.

1) Berechnung des Flächeninhaltes eines Horizontalschnittes.

Nennt man:

$y_0\ y_1\ y_2 \ldots . y_{20}$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Horizontalschnitt entsprechen;

F den Flächeninhalt desselben;

$\frac{F}{B\,L} = f$ das Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt F und jenem des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes,

so ist:

$$f = \frac{F}{B\,L} = \frac{1}{20000}\left\{\frac{1}{2}(y_0 + y_{20}) + y_1 + y_2 + \ldots . + y_{19}\right\}.$$

2) Volumen der verdrängten Flüssigkeit, bei gegebener Tauchung.

Nennt man:

n die Anzahl der Horizontalschnitte, welche durch den eingetauchten Theil gelegt sind;

$f_1\ f_2 \ldots . f_n$ die nach Regel (1) berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten der Horizontalschnitte und dem Flächeninhalt des Rechteckes B L;

$\mathfrak{V}$ das Volumen der verdrängten Flüssigkeit,

so ist:

$$\frac{\mathfrak{V}}{L\,B\,T} = \frac{1}{n}\left\{f_1 + f_2 + \ldots . + f_{n-1} + \frac{1}{2} f_n\right\}.$$

3) Höhe des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit über der Kiellinie.

Bezeichnet man diese Höhe mit $\left(\frac{y}{W}\right)$ und behält die vorigen Bezeichnungen bei.

So ist:

$$\frac{\left(\frac{y}{W}\right)}{T} = \frac{1}{4n} \cdot \frac{\frac{1}{3} f_1 + \frac{1}{3}(2n-1) f_n + 4 f_1 + 8 f_2 + 12 f_3 + .. + 4(n-1) f_{n-1}}{f_1 + f_2 + \ldots + f_{n-1} + \frac{1}{2} f_n}$$

4) Flächeninhalt eines Querschnittes der verdrängten Flüssigkeit.

Nennt man:

$z_1\ z_2\ z_3 \ldots . z_n$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Querschnitt entsprechen;

q das Verhältniss zwischen dem zu berechnenden Flächeninhalt und dem Rechteck B T,

so ist

$$q = \frac{1}{2000} \cdot \frac{1}{n} \left\{ z_n + 2\,(z_1 + z_2 + \ldots . + z_{n-1}) \right\}.$$

5) Horizontalabstand des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit von dem hintern Endpunkt des Kiels.

Es sei:

$\left(\frac{x}{W}\right)$ der zu berechnende Horizontalabstand;

$q_0\ q_1\ q_2 \ldots . q_{19}$ die nach Regel (4) berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten sämmtlicher Querschnitte und dem Rechteck B T,

so ist:

$$\frac{\left(\frac{x}{W}\right)}{L} = \frac{1}{1600} \cdot \frac{B\,L\,T}{\mathfrak{V}} \left\{ q_0 + 4\,q_1 + 8\,q_2 + 12\,q_3 + \ldots + 76\,q_{19} \right\}$$

6) Schwerpunkt des Schiffes mit Ausrüstung, aber ohne Maschine und ohne Kessel.

Das Gewicht des Baues und die Coordinaten des Schwerpunktes können nur allein, nachdem der Entwurf beendigt ist, nach den gewöhnlichen allgemeinen Regeln berechnet werden.

Es sei: $\binom{x}{S}\binom{y}{S}$ die so berechneten Coordinaten in Bezug auf den hinteren Endpunkt des Kieles.

7) *Bedingung der Stabilität des Schiffes.*

Nennt man:

Σy^3 die Summe der dritten Potenzen der Tabellenwerthe, welche der Schwimmfläche entsprechen;

e die Höhe des Schwerpunktes des ganzen Baues mit Einschluss der Maschinen über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit:

so ist die Bedingung der Stabilität

$$\frac{L\ B^3\ \Sigma\ y^3}{240\ 000\ 000\ 000} > e\ \mathfrak{V}.$$

Auch ist:

$$\frac{L\ B^3\ \Sigma\ y^3}{240\ 000\ 000\ 000} \cdot \frac{1}{\mathfrak{V}}$$

die Höhe des Metacentrums über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit.

8) *Der Ort, nach welchem die Maschinen mit Kessel gestellt werden müssen, damit das Schiff überall gleich tief taucht.*

Nennt man:

S das Gewicht des Schiffes sammt Ausrüstung, jedoch ohne Maschinen und ohne Kessel;

$\binom{x}{S}\binom{y}{S}$ die Coordinaten des Schwerpunktes von S;

M das Gewicht der Maschinen sammt Kessel;

$\binom{x}{M}$ der Horizontalabstand des Schwerpunktes von M von dem hinteren Endpunkt des Kieles;

W und $\binom{x}{W}$ das Gewicht der verdrängten Flüssigkeit und den Horizontalabstand ihres Schwerpunktes von dem hinteren Endpunkt des Kiels,

so ist:

$$\binom{x}{M} = \frac{W\binom{x}{W} - S\binom{x}{S}}{M}.$$

301.

Schwingende Bewegungen eines Schiffes.

a. Vertical-Oscillationen des Schwerpunktes.

Nennt man:
f B L den Flächeninhalt der Schwimmfläche;
α B L T das Volumen der verdrängten Flüssigkeit;
g = 9·81;
$\mathfrak{T}$ die Zeit einer Vertical-Oscillation des Schiffes,
so ist:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\alpha}{f} \cdot \frac{T}{g}}.$$

b. Oscillation des Schiffes um eine durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe.

Nennt man:
μ das Trägheitsmoment der ganzen Schwimmfläche in Bezug auf ihre Längenaxe;
λ das Trägheitsmoment des ganzen Baues mit Maschinen, Kessel und Ausrüstung in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe;
e die Höhe des Schwerpunktes des Baues über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit;
$\mathfrak{V}$ das Volumen der verdrängten Flüssigkeit;
$\mathfrak{T}$ die Zeit einer Oscillation,
so ist, wenn das Schiff um einen Winkel φ aus seiner Gleichgewichtsposition abgelenkt ist:

$$\varphi\ (\mu - e\ \mathfrak{V})$$

das statische Moment (in Tonnen und Metres ausgedrückt) der Kraft, mit welcher es in seine Gleichgewichtsposition zurück zu kehren strebt, und

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda}{g\ (\mu - e\ \mathfrak{V})}}$$

Die Höhe des Metacentrums über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit ist:

$$\frac{\mu}{\mathfrak{V}}.$$

c. Oscillation um eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende auf der Kiellinie senkrechte Axe.

Es sei:

μ_1 das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Bezug auf ihre Queraxe;

λ_1 das Trägheitsmoment (in Tonnen) des Baues in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende Queraxe;

e wie oben;

$\mathfrak{T}$ die Schwergangszeit,

so ist:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda_1}{g\,(\mu_1 - e\,\mathfrak{W})}}.$$

302.

Regeln für Watt'sche Schiffsmaschinen.

Cylinder.

p Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmetre = 8330 Kilg.

D Durchmesser eines Dampfcylinders . . . = $0{\cdot}11\,(1 + \sqrt{N})$

l Länge des Kolbenschubes . . . . . = $1{\cdot}1$ D

Querschnitt der Dampfkanäle . . . . . = $\frac{1}{30}$ O bis $\frac{1}{20}$ O

Breite der Dampfkanäle . . . . . = $0{\cdot}36$ D

Höhe der Dampfkanäle . . . . . = $0{\cdot}07$ D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . . = $0{\cdot}10$ D.

Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe . . . . . = $0{\cdot}57$ D

Kolbenschub der Luftpumpe . . . . . = $\frac{1}{2}$ l = $0{\cdot}55$ D

Ventil-Oeffnungen { Höhe . . . . . = $0{\cdot}13$ D
Breite . . . . . = $0{\cdot}50$ D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . = $0{\cdot}06$ D.

Speispumpen.

Durchmesser einer Pumpe . . . . . = $0{\cdot}11$ D

Kolbenschub . . . . . $\frac{1}{2}$ l = 0.55 D.

Traversen.

a) Für den Dampfcylinder und für die Treibstange.

Länge der Traverse	= 1·55	D
Durchmesser der Zapfen an der Traverse . .	= 0·10	D
Höhe der Traverse in der Mitte	= 0·27	D
Dicke der Traverse	= 0·09	D

b) Für die Luftpumpe.

Länge der Traverse	= 1·55	D
Durchmesser der Zapfen	= 0·06	D
Höhe der Traverse (in der Mitte)	= 0·19	D
Dicke der Traverse (in der Mitte)	= 0·06	D
Metalldicke der Hülse	= 0·03	D

Triebstangen.

Länge der Hängstangen	= 2·20	D
Durchmesser in der Mitte	= 0 10	D
Länge der Triebstange	= 2·60	D
Durchmesser in der Mitte	= 0·14	D

Die Balanciers.

Länge eines Balanciers	= 3·14 l	= 3·50	D
Höhe in der Mitte		= 0·65	D
Dicke der Nerve		= 0·04	D
Durchmesser des Drehungszapfens		= 0·19	D

Die Kurbel.

Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·14	D
Durchmesser der Kurbelwelle	= 0·22	D
Halbmesser der Kurbel	= 0·55	D

Eilfter Abschnitt.

Arbeitsmaschinen und Fabrication.

Die Ramm-Maschine.

303.

Bezeichnungen.

(Längeneinheit ein Centimet., Gewichtseinheit ein Kilogramm.)

Q das Gewicht des Rammblockes;

q das Gewicht des Pfahles;

h Fallhöhe des Blockes;

d Durchmesser des Pfahles;

$a = \frac{d^2 \pi}{4}$ Querschnitt des Pfahles;

l Länge des Pfahles;

ε Modulus der Elastizität des Holzes, aus welchem der Pfahl besteht;

s das Vordringen des Pfahles bei einem Schlag;

γ das Gewicht von einem Kubikcentimet. Holz;

R das Tragungsvermögen des Pfahles per 1 Quadratcentimet. seines Querschnittes;

a R das totale Tragungsvermögen des Pfahles oder der totale Widerstand, welchen das Erdreich dem weiteren Vordringen des Pfahles entgegensetzt, wenn derselbe beim letzten Schlag um s eingedrungen ist.]

304.

Das Tragungsvermögen eines Pfahles.

Wenn das Einrammen eines Pfahles so lange fortgesetzt wird, bis derselbe beim letzten Schlag um s eindringt, so ist das Tragungsvermögen a R des Pfahles nach diesem Schlag:

$$a\,R = a\left\{-\frac{s\,e}{l}+\left(Q+\tfrac{1}{2}q\right)\frac{1}{a}+\sqrt{\frac{2\,e}{a\,l}\left[\frac{Q^2}{Q+q}h+(Q+q)\,s\right]+\left[\frac{s\,e}{l}-\left(Q+\tfrac{1}{2}q\right)\frac{1}{a}\right]^2}\right\}$$

Ist das Einrammen so lange fortgesetzt worden, bis das Eindringen ganz aufhört, so ist das Tragungsvermögen des Pfahls:

$$a\,R=\left(Q+\tfrac{1}{2}q\right)+a\sqrt{\frac{2\,e}{a\,l}\left(\frac{Q^2}{Q+q}\right)h+\frac{1}{a^2}\left(Q+\tfrac{1}{2}q\right)^2}$$

305.

Verhältniss zwischen der Grösse eines Pfahles und dem Gewicht des Blockes.

Wenn ein Pfahl so stark in die Erde getrieben werden soll, dass jeder Quadratcentimeter des Querschnittes eine Last R zu tragen vermag, muss das Einrammen mit einem Block geschehen, dessen Gewicht zu jenem des Pfahles in einem gewissen Verhältniss steht, welches durch folgenden Ausdruck annähernd bestimmt wird; vorausgesetzt, dass beim Einrammen so lang fortgefahren wird, bis der Pfahl nicht mehr weiter eindringt.

$$\frac{q}{Q}=\frac{1}{2}\left[-1+\sqrt{1+\frac{8\,\varepsilon\,h\,\gamma}{R^2}}\right]$$

Die Resultate, welche diese Formel liefert, sind im Folgenden zusammengestellt. Dabei bedeutet P die Last, welche jedem Quadratcentimet. des Querschnittes wirklich und mit Sicherheit zu tragen aufgebürdet werden darf. R das Tragungsvermögen per 1 Quadratcentimet. h die Fallhöhe des Blockes. $\frac{q}{Q}$ das Verhältniss zwischen dem Gewicht des Pfahles und dem Gewicht des Blockes.

Für Handzugrammen.

P =	10	15	20	30
R =	100	150	200	300
h =	130	130	130	130
$\frac{q}{Q}$ =	0·94	0·53	0·34	0·17

Für Maschinenrammen.

	P = 15	R = 150		
h =	200	300	400	500
$\frac{q}{Q}$ =	0·73	0·96	1·16	1·34.
	P = 20	R = 200		
h =	200	300	400	500
$\frac{q}{Q}$ =	0·48	0·64	0·79	0·92
	P = 30	R = 300		
h =	200	300	400	500
$\frac{q}{Q}$ =	0·25	0·35	0·44	0·52

Pochwerke.

306.

Bezeichnungen.

R Halbmesser des Theilrisses des Daumenrings;
i Anzahl der Daumen für einen Stempel;
m Anzahl der Stempel des Pochwerkes;
n Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle per 1 Minute;
h Hubhöhe;
t Ruhezeit des Stempels nach dem Falle;
v Geschwindigkeit der Erhebung;
P Gewicht des Stempels;
f Reibungscoefficient für die Reibung der Stempel auf den Daumen;
E Nutzeffekt in Kilgm., welcher zum Betrieb des Pochwerkes erforderlich ist.

Resultate der Rechnung:

$$v = \frac{h}{\frac{60}{in}\sqrt{\frac{2h}{g}} + t}$$

$$R = \frac{60\,v}{2\pi n}$$

$$n = \frac{60\left(\frac{1}{i} - \frac{h}{2R\pi}\right)}{\sqrt{\frac{2h}{g}} + t}$$

$$E = \frac{i\,m\,.\,n\,P}{60}\left\{h + \frac{1}{2}\,f\,\frac{h^2}{R} + 2\,\frac{v^2}{2g}\right\}$$

Pumpen.

307.

Wassermenge, welche durch die Pumpe gefördert werden soll.

Diese ist in den meisten Fällen gegeben. Der Bedarf an Trink- und Reinigungswasser für Städte beträgt für jeden Einwohner täglich 30 bis 50 Litres. Im Mittel kann man annehmen, dass 40 Litres genügend sind.

308.

Lieferung.

Wenn eine Pumpe sehr vollkommen ausgeführt ist, liefert dieselbe in einer bestimmten Zeit eben so viel Wasser, als das Volumen beträgt, das die Kolben beschreiben, während das Wasser aus den Cylindern getrieben wird. Bei minder vollkommener, aber doch guter Ausführung ist die Lieferung um 10 %, bei gewöhnlichen Pumpen um 20 % kleiner als das von den Kolben beschriebene wirksame Volumen.

309.

Geschwindigkeit des Kolbens.

Diese soll bei sorgfältig ausgeführten Pumpen $0{\cdot}2^m$ bis $0{\cdot}3^m$ betragen; bei unvollkommener Ausführung $0{\cdot}25^m$ bis $0{\cdot}35^m$.

310.

Anzahl der Pumpencylinder.

Wenn die zu hebende Wassermenge nicht mehr als ungefähr 0·1 Kub.Met. beträgt, ist es für grössere Pumpenwerke, die nicht durch Menschenkraft bewegt werden, am zweckmässigsten, einen oder zwei Pumpencylinder anzuwenden. Für Bergwerkspumpen wird gewöhnlich ein einfach wirkender Cylinder gebraucht. Für Fabrikspumpen, so wie auch für Pumpen, die Trink- oder Reinigungswasser für Städte zu liefern haben, nimmt man in der Regel zwei einfach wirkende Cylinder.

311.

Durchmesser des Cylinders.

Nennt man:

q die Wassermenge in Kubikmetres, welche per 1″ gefördert werden soll;

v die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens;

D den Durchmesser eines Cylinders;

so ist:

a) wenn die Wassermenge q durch einen doppelt wirkenden oder durch zwei einfach wirkende Cylinder gefördert werden soll:

$$D = \sqrt{m.\frac{4\,q}{\pi\,v}}$$

b) wenn das Wasser durch einen einfach wirkenden Cylinder gefördert werden soll:

$$D = 1{\cdot}41\sqrt{m.\frac{4\,q}{\pi\,v}}$$

wobei zu setzen ist:

für sehr vollkommene Pumpen . . m = 1·1

„ gute Pumpen . . . . . m = 1·15

„ gewöhnliche Pumpen . . . . m = 1·20

312.

Saug- und Steigröhre.

Die Geschwindigkeit des Wassers in diesen Röhren beträgt gewöhnlich 1^m bis 1·2^m. In dem Falle, wenn eine bestimmte Wassermenge

durch eine vorhandene Betriebskraft gefördert werden soll, müssen diese Röhren so weit gemacht werden, dass der Reibungswiderstand des Wassers an den Röhrenwänden nicht zu gross ausfällt.

Nennt man:

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;

q die Wassermenge in Kubikmetres, welche per 1″ gefördert werden soll;

d den Durchmesser der Röhren;

so ist:

$$d = \sqrt{\frac{4\,q}{\pi\,u}}$$

313.

Reibungswiderstand.

Nennt man:

L die totale Länge der Röhren, welche das Wasser durchläuft;

z die Höhe der Wassersäule, welche dem Reibungswiderstand des Wassers an den Röhrenwänden entspricht;

u q d wie oben: Geschwindigkeit, Wassermenge und Durchmesser;

$\alpha = 0{\cdot}00001733$
$\beta = 0{\cdot}0003483$ } zwei Erfahrungs-Coefficienten;

so ist:

$$z = L \cdot \frac{4}{d}\,(\alpha\,u + \beta\,u^2)$$

Die Werthe von $\alpha\,u + \beta\,u^2$ für verschiedene Werthe von u sind in der Tabelle 145 enthalten.

314.

Betriebskraft.

Nennt man:

h die Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden soll;

N_n den Nutzeffect, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muss, und behält im Uebrigen die Bezeichnungen bei, welche in vorhergehender Nummer gewählt wurden;

so ist:

Für sehr vollkommene Pumpwerke $75\,N_n = \left(1 + \frac{1}{10}\right) 1000\,q\,(h + z)$

Für gute Pumpwerke . . $75\,N_n = \left(1 + \frac{2}{20}\right) 1000\,q\,(h + z)$

„ gewöhnliche Pumpwerke $75\,N_n = \left(1 + \frac{2{\cdot}5}{10}\right) 1000\,q\,(h + z)$

315.

Ventile.

Der Querschnitt der Ventilöffnung soll wenigstens $\frac{1}{4}$ von jenem des Kolbens betragen. Ist die Ventilöffnung rund, so soll also der Durchmesser wenigstens halb so gross sein, als jener des Kolbens.

Die Form der Ventile ist bereits in Nr. 97 bestimmt worden.

Feuerlöschspritzen.

316.

Die folgende Tabelle enthält die Hauptdimensionen und die Hauptdaten über fünf Feuerlöschspritzen; jede mit zwei einfach wirkenden Cylindern und mit einem Windkessel.

Benennung der Bestandtheile.	*Wagenspritzen.*			*Tragspritzen.*		
	Nr. 1.	Nr. 2.	Nr. 3.	Nr. 1.	Nr. 2.	
Mannschaft	36	18	10	2	1	Arbeiter
Durchmesser der Stiefel . . .	21	18	15	10	8	Centm.
Kolbenschub	30	27	22	15	12	„
Höhe der Kolben (von Gelbguss)	12	11	10	9	8	„
Höhe der Cylinder (Stiefel) . .	45	41	35	26	22	„
Geschwindigkeit der Kolben per 1″	0·48	0·41	0·40	0·30	0·27	Metres
Wassermenge, welche per 1″ ausgetrieben wird	11	7	4·6	1·5	1	Litres
Diameter der Mundstücke.						
Mundstücke für das Standrohr .	24	20	17	11	9	Millimet.
	21	18	15	10	8	„

Benennung der Bestandtheile.	*Wagenspritzen.*			*Trag-spritzen.*		
	Nr. 1.	Nr. 2.	Nr. 3.	Nr. 1.	Nr. 2.	
Diameter der Mundstücke.						
Mundstücke für den Schlauch .	29	25	21	14	11	Millm.
	21	18	15	10	8	„
Strahlhöhe, wenn aus dem Standrohr gespritzt wird . . .	36	30	26	17	14	Metres
Abmessungen der Kegelventile.						
Der untere Diameter des Ventils	10	9	7	5	4	Centm.
Der obere Diameter des Ventils	12	11	8·7	6·5	5·3	„
Winkel der Seite des Kegels mit seiner Axe	45°	43°	39°	36°	34°	Grade
Aufliegen des Ventils, längs der Seite des Kegels gemessen .	1·5	1·45	1·35	1·25	1·20	Centm.
Höhe des Ventilkörpers . . .	1·06	1·06	1·05	1·01	1·0	„
Länge der Schläuche	30	30	30	15	10	Metres
	40	40	40			
Durchmesser der Schlauchschraube	7	6	5	4	4	Centm.
Durchmesser der Schläuche . .	8	7	6	5	5	„
Länge des Standrohres, von der obern Windungskrümmung bis zum Mundstück	94	80	67	45	40	„
Durchmesser des Standrohres .	4·5	4·5	4·5	3	3	„
Windkessel.						
Spannung der Luft im Kessel .	5·4	4·0	3·4	2·0	1·6	Atmos.
Durchmesser des Kessels . .	31	27	22	15	12	Centm.
Höhe des Kessels	80	72	60	50	40	„
Wassergehalt des Spritzenkastens	1000	630	414	135	90	Litres
Höhe des Kastenrandes über dem Boden	114	114	100	—	—	Centm.
Durchmesser der Wagenräder.						
„ „ Hinterräder .	120	120	120	—	—	„
„ „ Vorderräder .	81	81	81	—	—	„
Entfernung der Axen der Stiefel	80	72	60	50	40	„
Entfernung der Druckbäume .	400	360	300	200	160	„

317.

Holzsägen.

A. Mit geradem Schnitt.

Die Abmessungen, die Geschwindigkeit der Bewegung und die Grösse der Betriebskraft richten sich nach der Beschaffenheit des zu sägenden Holzes, und es müssen in dieser Hinsicht unterschieden werden: a) Brettsägen für weiche Hölzer; b) Brettsägen für harte Hölzer; c) Fourniersägen. Die folgende Zusammenstellung enthält die wichtigsten Daten für diese drei Arten von Sägen.

	Brett-Sägen für weiches Holz.	Brett-Sägen für hartes Holz.	Fournier-säge.
1) e Theilung der Säge, d. h. Entfernung der Spitzen zweier unmittelbar auf einander folgenden Zähne	0·04 bis 0·05	0·03 bis 0·04	0·008 bis 0·010
2) t Tiefe der Zähne	0·024 bis 0·030	0·018 bis 0·024	0·005 bis 0·006
3) m Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt einer Zahnlücke und dem Flächeninhalt e t, welcher einer Theilung entspricht	0·75	0·65	0·50
4) i Verhältniss zwischen dem Volumen der Sägspähne und dem Volumen des Holzes, aus welchem sie entstanden sind	5·5	5	4
5) Dicke des Sägblattes	0·0015 bis 0·0020	0·0015 bis 0·0020	0·0003 bis 0·00035
6) Breite des Schnittes	0·0030 bis 0·0040	0·0030 bis 0·0040	0·0006 bis 0·0007
7) Breite des Sägeblattes	0·120 bis 0·160	0·120 bis 0·160	0·060 bis 0·080
8) Länge der Verzahnung. Diese muss wenigstens noch einmal so lang sein als der Block dick ist. Gewöhnlich ist die Länge der Verzahnung	1·2^m bis 1·6^m	1·2 bis 1·6	1·2 bis 1·6
9) r Halbmesser der Kurbel: wenigstens gleich der halben Höhe des zu sägenden Holzes. Gewöhnlich ist r . . .	0·30 bis 0·50	0·30 bis 0·50	0·30 bis 0·60

	Brett-Sägen für weiches Holz.	Brett-Sägen für hartes Holz.	Fournier-Säge.
10) Verhältniss zwischen dem Halbmesser der Kurbel und der Höhe h des zu sägenden Holzes	0·60 bis 0·70	0·60 bis 0·70	0·60 bis 0·70
11) ε das Vorrücken des Wagens nach jedem Schnitt: $\varepsilon = 2\,t\left(\frac{m}{i}\right)\left(\frac{r}{h}\right)$ Gewöhnlich ist das Vorrücken . .	0·0043 bis 0·0063	0·0028 bis 0·0044	0·0006 bis 0·0008
12) Tangente des Winkels φ, welchen die Linie der Zahnspitzen mit der Richtung der Bewegung der Säge bildet: $\tan g\,\varphi = \frac{\varepsilon}{2r}$ Gewöhnlich ist tang φ	0·007 0·006	0·005 0·0044	0·001 0·0007
13) n Anzahl der Schnitte per 1 Minute	80 bis 200	80 bis 200	180 bis 200

14) Schnittfläche per 1 Stunde gleich:

$$60 \times n \times \varepsilon \times h$$

Nimmt man für weiches Holz

$\varepsilon = 0{\cdot}0053$, $n = 100$, $h = 0{\cdot}4$

Für hartes Holz:

$\varepsilon = 0{\cdot}0036$, $n = 100$, $= h\ 0{\cdot}4$

Für Fourniere:

$\varepsilon = 0{\cdot}0007$, $n = 200$, $h = 0{\cdot}4$

so ist die Schnittfläche per 1 Stunde 13 Qdmet. 9 Qdmet. 3·4 Qdmet.

	Brett-Sägen für weiches Holz.	Brett-Sägen für hartes Holz.	Fournier-Säge.
15) Schnittfläche per 1 Pferdekraft Nutzeffect per 1 Stunde:			
a) wenn die Sägzähne gut geformt und geschärft sind	3 Qdmet.	2 Qdmet.	8 Qdmet.
b) wenn die Sägzähne die gewöhnliche Form und Schärfung haben	2 „	1·5 „	7 „
16) q Gewicht des Sägegatters gewöhnlich	400 Kilg.	400 Kilg.	—

17) Q das Balanciergewicht, welches am Schwungrad anzubringen ist, wenn die Säge eine vertikale Bewegung macht:

$$Q = \frac{r}{\varrho}\left(q - \frac{1}{2} \cdot \frac{60 \times 75}{2}\,\frac{N}{rn}\right)$$

Hiebei bezeichnet N den Nutzeffekt der Betriebsmaschine in Pferdekräften; n die Anzahl der Schnitte per 1′; ϱ die Entfernung des Schwerpunktes des Balanciergewichtes von der Drehungsaxe. Wenn dieser Ausdruck negativ ausfällt, ist das Balanciergewicht in dem Radius anzubringen, in welchem sich der Kurbelzapfen befindet. Fällt dagegen jener Ausdruck positiv aus, so muss das Balanciergewicht dem Kurbelzapfen gegenüber angebracht werden. Für die Brettsägen ist gewöhnlich:

$$N = 4, \quad n = 100, \quad r = 0{\cdot}36, \quad q = 400$$

und dann wird

$$Q = 275 \text{ Kilg.} \times \frac{r}{\varrho}$$

18) Gewicht des Schwungrades G. Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades V.

$$G\,\frac{V^2}{2g} = 5 \times 75 \times N$$

19) Die Zuschärfung der Sägzähne muss an den äusseren Flächen der Zähne, und zwar an den unteren und vorderen Kanten derselben, angebracht werden.

B. Circular- oder Kreis-Sägen.

Die Kreissägen werden vorzugsweise gebraucht, um dünneres Holz zu sägen. Zum Zersägen von stärkeren Bäumen taugen sie nicht, weil die Sägscheibe unverhältnissmässig gross gemacht werden müsste. Um Fourniere zu schneiden, sind die Kreissägen nicht zu empfehlen, weil der Schnitt zu breit ausfällt, was zur Folge hat, dass man weniger Fourniere erhält, als mit einer dünnen gerad gespannten Säge. Die wesentlichsten Daten für eine Kreissäge sind:

Zahntheilung	= 0·02	bis	0·03
Tiefe der Zähne	= 0·014	»	0·02
Dicke des Sägblattes	= 0·002	„	0·003
Breite des Schnittes	= 0·003	„	0·004
Durchmesser der Säge	= 0·5	»	0·7
Anzahl der Umdrehungen per 1′	= 250	»	300
Schnittfläche per Pferdekraft und per Stunde	= 4	„	6 Quadratmet.

Mahlmühlen.

318.

Gewichte der Getreidearten.

1 Litre	Gerste wiegt . . .	586 bis 625	Grammes
1 »	Korn (Roggen) . . .	683 » 722	»
1 „	Weizen	742 „ 781	»
1 »	Spelz (Dinkel) . . .	430	»
1 »	Hafer	410 bis 488	»

319.

Verhältnisse zwischen Mehl, Kleien und Abgang.

Die folgende Tabelle enthält eine Reihe von Erfahrungen über die Lieferungen der Mühlen in verschiedenen Ländern.

	100 Kilg. Getreide geben			Bemerkungen.
	Mehl.	Kleien.	Abgang.	
	Kilg.	Kilg.	Kilg.	
Oestereich	77·5	15·5	7	
„	80·4	16	3·6	
Frankreich	75	23	2	mouture en grosse.
„	77	22	1	„ économique.
Amerika	75·4	22	3	
Pommern	83	14	2 8	
Danzig	86	10	3·7	
Baiern	85	10	4	
Mitte . .	80	16	4	

Die Zahl der Mehlsorten, welche aus dem Gesammtprodukt dargestellt werden, sind in jedem Lande anders.

Oesterreich:

aus 100 Kilg. Weizen wird gewonnen

Auszugmehl.	Mundmehl.	Semmelmehl.	Kleien.	Flugmehl.
17	31·5	29	16	7.

Frankreich:

mouture en grosse

Mehl 1. Qualität.	Griesmehl.	Mehl 3. Qualität.	Kleien.
64	3	8	23.

mouture économique

Mehl 1. Qualität.	Griesmehl.	Mehl 2. Qualität.	Mehl 3. Qualität.	Mehl 4. Qualität.	Kleien.
36	18	16	3·5	2·5	22.

Amerika.

Superfeines Mehl.	Mittelmehl.	Grobes Mehl.	Kleien.	Abgang.
65	6.2	4·2	22	3.

Pommern.

Feines Mehl.	Mittelmehl.	Grobes Mehl.	Kleien.	Flugmehl.
58·6	13	11·5	14·1	2.8.

320.

Erfahrungsregeln über den Mühlenbetrieb.

Nennt man:

D den Durchmesser des Steines in Metres;

n Anzahl der Umdrehungen des Steines per 1 Minute;

L Getreidemenge in Litres, welche ein Mahlgang per 1 Stunde vermahlt;

N die Betriebskraft in Pferden, welche zum Betrieb eines Mahlganges, und der dazu gehörigen Kornreinigungs- und Mehlsieb-Maschinen nothwendig ist.

Durch Vergleichung der Leistungen einer grossen Anzahl von Mahlmühlen, hat es sich ergeben, dass folgende Beziehungen statt finden:

$$N = \frac{L}{42} = 2{\cdot}66\ D = 480\ n$$

$$D = \frac{L}{112} = \frac{1}{2{\cdot}66}\ N$$

$$n = \frac{20160}{L}.$$

Die Resultate dieser Erfahrungsregeln sind in folgender Tabelle enthalten:

L = . . .	42	84	126	178	215	Litres
D = . . .	0·375	0·750	1·12	1·50	1·92	Metres
n = . . .	480	240	160	120	96	Umdrehungen
N = . . .	1	2	3	4	5	Pferdekraft.

Die neueren verbesserten Mühlen haben gewöhnlich Steine von 1·5 Metre Durchmesser, die per 1 Minute 120 Umdrehungen machen. Ein solcher Mahlgang erfordert eine Betriebskraft von 4 Pferden, und vermahlt per 1 Stunde 168 Litres Getreide, also per 1 Pferdekraft und per Stunde 42 Litres.

321.

Angaben über die Leistungen, Geschwindigkeiten und Betriebskräfte der verschiedenen Hilfsmaschinen, welche in den Mühlen angewendet werden.

Tafel XXI.

Benennung der Maschinen.	Lieferung per 1 Stunde in Litres.	Betriebskraft in Pferden.	Geschwindigkeit der Hauptbestandtheile.
Vorbereitungsmaschinen.			
1te Putzmaschine mit Drahtcylinder, um das Getreide von Stroh, Erde, grösseren Steinchen etc. zu reinigen	1000	0·25	
Umdrehungen des Cylinders per 1 Minute	. .	. .	25
2te Putzmaschine mit 2 Schlagwerken und 1 Ventilator (Tarrare) .	670	0·20	
Umdrehungen der Axen der Schläger	. .	. .	120
Umdrehungen des Windflügels .	. .	. .	60
3te Putzmaschine mit Abreibsteinen, Bürsten und Windflügel (Ramonerie)	670	1·00	
Umdrehungen des Laufersteins per 1′	. .	. .	170
Umdrehungen der Bürste . . .	. .	. .	170
Umdrehungen des Windflügels .	. .	. .	340
Kornreinigungsmaschine von Cartier, mit verticalem Reibcylinder und schiefliegendem Blechcylinder, vermittelst welchem die kleinen Samenkörner beseitigt werden .	400	1·00	
Umdrehungen des verticalen Cylinders per 1′	. .	. .	280
Umdrehungen des schiefliegenden Blechcylinders	. .	. .	28
Quetscher (Comprimeur)	1000	1·00	
Umdrehungen der Speisecylinder per 1′	. .	. .	5·5
Umdrehungen der Quetschcylinder per 1′	. .	. .	30

Benennung der Maschine.	Lieferung per 1 Stunde in Litres.	Betriebskraft in Pferden.	Geschwindigkeit der Hauptbestandtheile.
Mehl.			
Bürstensieb	31	0·1	?
Cylinder-Sieb mit Beuteltuch:			
Umdrehungen per 1^m	. .	. .	24
Betriebskraft	. .	0·13	
Lieferung bei 42 Quadratmet. Siebfläche	600 bis 800		
Griessorten-Sieb mit Beuteltuch . .	. .	0·1	24
Transport-Maschine.			
Sackzug	. .	2	$1·5^m$
Schöpfwerk (h Hubhöhe)	9000	$\frac{h}{36}$	1·3
Fortleiter mit Schraube	1000	1	25

Papierfabrication.

322.

Verhältniss zwischen Rohstoff und Fabricat.

Tafel XXII.

Die verschiedenen Papiersorten können in folgende 4 Hauptsorten eingetheilt werden:

1) **Postpapier;**
2) **Schreibpapier;**
3) **Druckpapier;**
4) **Packpapier.**

Die Lumpen können ebenfalls in 4 Hauptsorten eingetheilt werden:

1) **Lumpen für Postpapier;**
2) **Lumpen für Schreibpapier;**
3) **Lumpen für Druckpapier;**
4) **Lumpen für Packpapier.**

100 Kilg. Lumpen der ersten Sorte geben 70 Kilg. fertiges Postpapier.
100 „ „ „ zweiten „ „ 70 „ „ Schreibpapier.
100 „ „ „ dritten „ „ 70 „ „ Druckpapier.
100 „ „ „ vierten „ „ 64 „ „ Packpapier.

323.

Leistungen der Holländer.

Ein Halbzeug- und ein Ganzzeug-Holländer liefern zusammen in 12 Arbeitsstunden folgende Quantitäten fertigen Zeuges.

Fertiger Zeug für Postpapier . = 103 Kilg.
„ „ „ Schreibpapier = 167 „
„ „ „ Druckpapier . = 167 „
„ „ „ Packpapier . = 203 „

324.

Leistungen der Papiermaschine.

Eine Papiermaschine liefert in 12 Arbeitsstunden:

Postpapier	310 Kilg.
Schreibpapier	500 „
Druckpapier	500 „
Packpapier	610 „

325.

Personale.

Eine Fabrik mit einer Maschine und mit 6 bis 8 Holländern braucht folgendes Personal:

Sortiren des Rohstoffs	28 Arbeiter.
Holländer-Saal	2 „
Maschinen-Saal	3 „
Sortiren des Papieres	14 „
Waschküche	2 „
Heizung	1 „
Summe	50 Arbeiter.

326.

Die Holländer.

		Metres.
Länge eines Holländertroges		3·3
Breite desselben		1·35
Tiefe		0·53
Durchmesser der Trommel		0·68
Breite der Trommel		0·68
Anzahl der Messer einer Trommel	Halbzeug-Holländer	36
	Ganzzeug- „	48
Anzahl der Schneiden des Grundwerkes	Halbzeug- „	12
	Ganzzeug- „	16
Anzahl der Umdrehungen der Trommel per 1′	Halbzeug- „	166
	Ganzzeug- „	200
Anzahl der Holländer auf einer Maschine		6 bis 8
Betriebskraft für einen Holländer		4 bis 3

327.

Zeug-Bütten.

Anzahl der Zeug-Bütten auf 1 Maschine	2
Durchmesser einer Bütte	3·2
Höhe einer Bütte	1·22
Anzahl der Umdrehungen des Rührens per 1′	3·5
Höhe des Bodens der Bütte über dem Boden des Maschinensaals	1·5

328.

Papiermaschine.

Länge der Maschine	12·4
Breite der Maschine	2
Abstand der Maschine von der Wand	2

Ueber die Detailabmessungen der Maschine, siehe Tafel XXII.

Anzahl der Bewegungen des Schüttlers per 1′	162 bis 324
Anzahl der Schläge des Knotensiebes per 1′	250 bis 350
Geschwindigkeit des Papiers per 1″	0·13 bis 0·15

329.

Wasserpumpe.

Wassermenge, welche per 1′ ein Halbzeug-Holländer und ein Ganzzeug-Holländer zusammen brauchen	0·14 Kubikmet.
Wassermenge, welche die Maschine per 1′ braucht .	0·14 „
Wenn die Pumpe aus einem doppelt wirkenden oder aus 2 einfach wirkenden Cylindern besteht, und wenn sie zur Bedienung von 1 Maschine und 6 Holländern dienen soll, ist zu nehmen:	
Der Durchmesser des Kolbens	0·2 Met.
Geschwindigkeit des Kolbens	0·3 „

330.

Saugapparat.

Luftvolumen, welches per 1′ aufgesaugt werden muss	1·4 Kubikmet.
Höhe des inneren Wasserspiegels über dem äusseren im Maximum	0·3 Met.
Anzahl der Glocken	3 „
Durchmesser einer Glocke	0·24 „
Halbmesser der Kurbeln	0·25 „
Länge der Maschine	1·15 „
Breite	0·5 „
Höhe bis zur Axe der Kurbeln	3 „

331.

Dampfkessel für eine Fabrik von 6 Holländern und 1 Maschine.

Zur Heizung der Lokalitäten im Winter	6	Pferdekraft.
Zum Trocknen des Papiers auf der Maschine . . .	1	
Zur Bedienung der Waschküche	1	

332.

Grösse der Lokalität für eine Fabrik mit 6 bis 8 Holländern und 1 Maschine.

Lokalität.	Länge. Metres.	Breite. Metres.	Höhe. Metres.
Holländersaal für 6 bis 8 Holländer . . .	10	11	3·7
Maschinensaal für 1 Maschine	18	6	3·7
Lumpensortiersaal	18	6	3·7
Papiersortiersaal	18	6	3·7

Baumwollenspinnerei.

333.

Garnnummerirung.

Die Feinheit der Garne ist in den folgenden Resultaten über die Baumwollenspinnerei nach der französischen Nummerirung angegeben.

Französische Eintheilung.

1 Echeveau = 10 Echevettes = 700 Haspelumgängen = 1000 Metres.
1 Echevette = 70 „ = 100 „
1 Haspelumgang = 1·428 „

Englische Eintheilung.

1 Hank = 7 Leys = 560 Haspelumgängen = 840 Yards = 2520′ engl.
1 Ley = 80 „ = 120 „ = 360′ „
1 Haspelumgang = 1·5 „ = 4·5′ „

Reduction der englischen Garnnummero's in französische Nummero's und umgekehrt.

Die englischen Garnnummern müssen mit 0·847 multiplizirt werden, um die entsprechenden französischen Nummern zu erhalten.

Die französischen Garnnummern müssen mit 1.180 multiplizirt werden, um die entsprechenden englischen Nummern zu erhalten.

Die folgende Tabelle gibt für jede englische Nummer die entsprechende französische und umgekehrt.

Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.
2	1·7	26	22·1	58	49·3	90	76·5
3	2·55	28	23·8	60	51	100	85
4	3·4	30	25·5	62	52·7	110	93·5
5	4·25	32	27·2	64	54·4	120	102
6	5·1	34	28·9	66	56·1	130	110·5
7	5·95	36	30·6	68	57·8	140	119
8	6·8	38	32·3	70	59·5	150	127·5
9	7·65	40	34	72	61·2	160	136
10	8·5	42	35·7	74	62·9	170	144·5
12	10·2	44	37·4	76	64·6	180	153
14	11·9	46	39·1	78	66·3	190	161·5
16	13·6	48	40·8	80	68	200	170
18	15·3	50	42·5	82	69·7	220	187
20	17	52	44·2	84	71·4	240	204
22	18·7	54	45·9	86	73·1	260	221
24	20·4	56	47·6	88	74·8	280	238

334.

Länge der Fasern bei verschiedenen Wollen.

	Länge der Fasern in Millimetres.
Smyrna, Kirkakaz, Macedonien, Kinick	16 bis 18
Louisiana, Neu-Orleans, Manilla, Caroliana, kurze Georgia	18 „ 23
Lange Georgia, Motril, Surinam, Barbados, Caracas . .	25 „ 29
Mako, Fernambuk	32 „ 38

335.

Lieferung der Schlagmaschinen, Carden und Streckwerke in 12 bis 13 Arbeitsstunden.

Ein Zausler (Wolf) liefert in 12 bis 13 Arbeitsstunden . .	2000 Klg.
Eine Schlagmaschine (Batteur eplucheur)	700 „
Eine Wickelmaschine (Batteur etaleur)	700 „
Eine einfache Grob- oder Feinkarde von 0·57^{m} Breite . .	12 „
Eine doppelte Fein- oder Grobkarde von 0·97^{m} Breite . .	20 „
Ein Streckkopf	30 „

Um die Anzahl der Streckköpfe zu finden, welche für eine gewisse tägliche Production erforderlich sind, muss man die in Kilg. ausgedrückte tägliche Production dividiren durch:

30, wenn nur einmal gestreckt wird;
15, „ zweimal „ „
10, „ dreimal „ „
7·5. „ viermal „ „

336.

Resultate über die Banc-à-broches.

Die folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über Banc-à-broches-Maschinen für Garne von verschiedener Feinheit.

Die erste Vertikalkolumne enthält die Nummern der Garne, welche nach beendigtem Spinnprozess durch die Mulestühle geliefert werden sollen.

In der Abtheilung A sind die Nummern der Lunten angegeben, welche für Garne von verschiedener Feinheit die Banc-à-broches-Maschinen zu liefern haben. Von Nr. 10 bis 70 sind 2, von Nr. 70 bis 150 sind 3 Banc-à-broches-Maschinen anzuwenden.

Die Abtheilung B gibt die Anzahl der Umdrehungen, welche die Spindeln der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschinen in einer Minute machen sollen.

Die Abtheilung C gibt die Anzahl der Zwirnungen, welche die Lunten der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschinen auf 1 Metre Länge erhalten sollen.

Die Abtheilung D gibt die Lieferungen in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden einer Spindel der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschine.

Die in den Abtheilungen B, C, D enthaltenen Zahlen sind durch folgende empirische Formeln berechnet worden.

$$n = 425 + 25\ \mathfrak{N}$$

$$Z = 148 \sqrt{\frac{\mathfrak{N}}{10 + 0{\cdot}2\ N}}$$

$$L = 0{\cdot}36 . \frac{n}{\mathfrak{N}\ Z}$$

Und es bedeutet in denselben:

$\mathfrak{N}$ die Nummer der Lunte;
N die Nummer des Garns;
n die Anzahl der Umdrehungen einer Spindel per 1 Minute;
Z die Anzahl der Zwirnungen einer Lunte von Nummer $\mathfrak{N}$ auf 1 Metre Länge;
L die Lieferung in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden einer Spindel.

337.

Banc-à-broches.

Nr. des Garns	A *Nr. der Lunten.*			B *Umdrehungen der Spindeln per 1 Minute.*			D *Lieferung in Klg. in 12 Std. von einer Spindel.*			C *Zwirnungen per 1 Metre Länge.*		
	Banc-à-br. Nr. I.	Banc-à-br. Nr. II.	Banc-à-br. Nr. III.	Banc-à-br. Nr. I.	Banc-à-br. Nr. II.	Banc-à-br. Nr. III.	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.
10	0·33	1	—	433	450	—	19·270	3·760	—	24·5	43	—
20	0·66	2	—	441	475	—	7·480	1·520	—	32 1	56	—
30	1·00	3	—	450	500	—	4·360	0·937	—	37	64	—
40	1·33	4	—	458	525	—	3·100	0·674	—	40	70	—
50	1·66	5	—	466	550	—	2·350	0·534	—	43	74	—
60	2·00	6	—	475	575	—	1·900	0·447	—	45	77	—
70	2·33	7	—	483	600	—	1·622	0·386	—	46	80	—
80	1	4	8	450	525	625	5·586	0·814	0·358	29	58	82
90	1·1	4·5	9	452	537	650	5·101	0·734	0·309	29	59	84
100	1·2	5	10	455	550	675	4·522	0·660	0·282	30	60	86
110	1·4	5·5	11	460	562	700	3·815	0·603	0·263	31	61	87
120	1·5	6	12	463	575	725	3·584	0·556	0·247	31	62	88
130	1·6	6·5	13	466	587	750	3·346	0·516	0·233	31	63	89
140	1·7	7	14	467	600	775	3·190	0·419	0·221	31	63	90
150	1·8	7·5	15	470	612	800	3·032	0·466	0·211	31	63	91

338.

Geschwindigkeit und Lieferung der Throstle-Spindeln.

Nennt man:
N die Nummer des Garns, das gesponnen werden soll;
n die Anzahl der Umdrehungen einer Spindel per 1 Minute;
L die Lieferung einer Spindel in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden,
so ist:

$$L = \frac{3}{400} \cdot \frac{n}{N^2}.$$

Gewöhnlich ist die Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute gleich 4000, und dann wird:

für N =	10	20	30	40	50
L =	0·30	0·075	0·033	0·020	0·012.

339.

Tub-Maschinen (Rota Frotteur).

Nummero der Lunte . . . . . = 0·33
Geschwindigkeit der Röhren per 1 Minute . . . . 400 Umdrehungen
Lieferung einer Röhre in 12 Arbeitsstunden . . . 15 Kilg.

340.

Mule-Stühle.

Die folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über Mule-Stühle.

Die erste Verticalkolumne enthält die Garn-Nummern, die zweite Verticalkolumne gibt an, wie lang die Wollfasern für Garne von verschiedener Feinheit sein sollen.

Die dritte Verticalkolumne gibt die Anzahl der Umdrehungen der Spindel per 1 Minute. Von Nr. 100 bis 150 sind immer zwei Geschwindigkeiten angegeben; die erstere ist die Anzahl der Spindelumdrehungen, während des Wagenauszuges, die letzere die Anzahl der Spindelumdrehungen für die Nachzwirnung, nachdem der Wagen seine Bewegung beendigt hat. Die vierte und fünfte Kolumne geben die Anzahl der Zwirnungen auf 1 Metre Fadenlänge und zwar für Ketten- und für Schlussgarn.

Die fünfte und sechste Columne enthalten die Lieferungen einer Spindel in 12 Arbeitsstunden.

Die Tabelle ist vermittelst folgender empirischen Formeln berechnet worden.

λ Länge einer Wollfaser für Garn von Numero N $= \sqrt[3]{437\,N - 1626}$

Zwirnungen auf 1 Metre Länge Kettengarn . . $= 900\sqrt{\frac{N}{\lambda}}$

„ „ 1 „ Schussgarn . . . $= 720\sqrt{\frac{N}{\lambda}}$

Lieferung einer Spindel- (Kette) . . . . . $= \frac{13}{N^{1{\cdot}66}}$

Lieferung einer Spindel- (Schuss) . . . . . $= \frac{16}{N^{1{\cdot}66}}$

341.

Mule-Spinn-Stühle.

Nr. des Garns.	Länge der Woll-fasern in Milli-metres.	Um-drehungen der Spindeln per 1 Min.	Zwirnungen per 1 Metre Länge bei		Lieferung einer Spin-del in 12 Stunden.	
			Ketten-Garn.	Schuss-Garn.	Ketten-Garn.	Schuss-Garn.
					Kilg.	Kilg.
10	14	4200	796	637	0·2840	0·355
20	20	4000	900	720	0·0900	0·112
30	23	3800	981	785	0·0465	0·058
40	25	3600	1053	842	0·0285	0·036
50	27	3400	1107	885	0·0197	0·024
60	29	3200	1143	914	0·0146	0·018
70	30	3000	1197	948	0·0112	0·014
80	32	2800	1224	979	0·0090	0·0112
90	33	2600	1260	1008	0·0074	0·00925
100	35	2400 4800	1278	1022	0·0062	0·00775
110	36	2200 4400	1305	1044	0·0053	0·00662
120	37	2000 4000	1332	1065	0·0046	0·00575
130	38	1800 3600	1359	1087	0·0040	0·00500
140	39	1600 3200	1377	1102	0·0037	0·0046
150	40	1400 2800	1395	1116	0·0032	0·0040

342.

Betriebskraft für die Maschinen einer Baumwollenspinnerei, mit Einschluss der Transmission.

	Pferdekräfte.
Schlagmaschine mit 2 Schlägern und einem Ventilator. Ein Schläger $\frac{1}{2}$ der Ventilator 2, zusammen	3
Wickelmaschine mit 1 Schläger und 1 Ventilator	2
Eine einfache Karde von 0·57m Breite	0·13
Eine Doppelkarde von 0·97m Breite	0·22
Eine Abfallkarde von 0·97m Breite	0·29
Ein Laminoirkopf	0·041
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 0·5 bis 2 .	0·0085
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 2 bis 6 . .	0·0073
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 6 bis 12 . .	0·0063
Eine Tube-Spule	0·0238
Eine Trostle-Spule	0·0095
Eine Mule-Jenny-Spindel	0·00228.

343.

Raum für die Aufstellung der Maschinen einer Baumwollenspinnerei.

Man erhält die Räume, welche zur Aufstellung der Maschinen einer Spinnerei erforderlich sind, wenn man die in der folgenden Tabelle enthaltenen Zahlen mit der Anzahl der Maschinen oder Spindeln multiplicirt.

	Braucht Raum Quadratmet.
Eine Schlagmaschine mit 2 Flügeln	14·4
Eine Wickelmaschine	10m
Eine Fein- oder Grobkarde von 0·97m Breite mit Bandleitung	9
Eine Vereinigungsmaschine	2·6
Eine Kardenschleifmaschine	5·1
Ein Streckkopf à 5 Cylinder mit Bandleitung	0·6
Eine Banc-à-broches Spindel für Lunten von Nr. 0·5 bis 2 . .	0·3
„ „ „ „ „ „ „ Nr. 2 bis 4 . .	0·2
„ „ „ „ „ „ „ Nr. 4 bis 8 . .	0·15
„ „ „ „ „ „ „ Nr. 8 bis 12 . .	0·12
Eine Tube-Spule	0·54
Eine Throstle-Spindel	0·09

	Braucht Raum Quadratmet.
Eine Mule-Spindel für Garn von No. 10 bis 20	0·117
„ „ „ „ „ „ 20 „ 40	0·105
„ „ „ „ „ „ 40 „ 60	0·093
„ „ „ „ „ „ 60 „ 100	0·081

344.

Erklärung der drei folgenden Tabellen.

Es unterliegt zwar vermittelst der vorhergehenden Angaben keiner Schwierigkeit, die für eine gegebene tägliche Produktion erforderlichen Arbeitsmaschinen, Betriebskraft und Räumlichkeiten zu bestimmen; einfacher kommt man jedoch zum Ziele, wenn man sich der folgenden drei Tabellen bedient, welche die Verhältnisse der Produktion der verschiedenen Garne klar vor Augen legen.

345.

Maschinen um täglich 100 Kilg. Mule-Ketten-Garn zu spinnen.

Benennungen der Maschinen.	Anzahl der Maschinen oder Organe, wenn gesponnen werden soll Garn von No.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen . . .	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	—	—	—
Wickelmaschinen . . .	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	—	—	—
Grobkarden v. 0·97m Breite	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Feinkarden von 0·97m Breite	—	—	5	5	5	5	5	5	5
Streckköpfe .	6	6	10	10	10	10	13	13	13
Banc-à-broch. Spindel Nr. 1	5	13·3	22·9	32·2	52·6	17·9	22·1	27·8	31.3
Banc-à-broch. Spindel Nr. 2	26·6	65·8	106	148	223	122	151	179	205
Banc-à-broch. Spindel Nr. 3	—	—	—	--	—	279	354	405	452
Mule-Spindel .	353	1111	2150	3510	6850	11111	16130	21740	27090

Betriebskraft um täglich 100 Kilg. Mule-Ketten-Garn zu spinnen.

Benennung der Maschine.	Nutzeffekt in Pferdekräften, wenn gesponnen werden soll. Garn von No.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen	0·428	0·428	0·428	0·428	0·428	0·428	—	—	—
Wickelmaschinen	0·286	0·286	0·286	0·286	0·286	0·286	—	—	—
Grobkarden à 0·97^{m} Breite	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100
Feinkarden à 0·97^{m} Breite	—	—	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100
Streckwerke	0·246	0·246	0·410	0·410	0·410	0·410	0·533	0·533	0·533
Banc-à-broches No. 1	0·043	0·113	0·195	0·274	0·447	0·152	0·188	0·236	0·266
Banc-à-broches No. 2	0·226	0·559	0·774	1·080	1·628	0·891	1·102	1·307	1·497
Banc-à-broches No. 3	—	—	—	—	—	1·758	2·230	2·552	2·848
Mule-Spindel	0·800	2·533	4·902	8·000	19·18	25·33	36·78	49·57	61·76
Totale Betriebskraft für 100 Kilg.	3·129	5·265	9·195	12·678	24·579	31·455	43·033	56·398	69·104
Anzahl der Mule-Spindeln per 1 Pferd . . .	112	210	233	280	280	336	374	385	400

347.

Räumlichkeiten für Spinnereien, die täglich 100 Kilg. Garn produziren.

Benennung der Maschinen.	*Raum für die Aufstellung der Maschinen in Quadratmetres.* Garn-Nummero's.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen . .	2	2	2	2	2	2	—	—	—
Wickelmaschinen . .	1·3	1·3	1·3	1·3	1·3	1·3	--	—	—
Grobkarden	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Feinkarden	—	—	45	45	45	45	45	45	45
Streckwerke	3·6	3·6	6	6	6	6	7·8	7·8	7·8
Banc-à-broches Nr. 1	1·5	4·0	7	10	16	5·4	6·6	8·4	9·4
„ „ „ 2	5·3	13·2	21	30	45	25	30	36	41
„ „ „ 3	—	—	—	--	—	42	53	61	68
Mule-Spindelstühle .	42	130	225	368	639	1033	1307	1761	2194
Anzahl der Spinnsäle (Mulestühle) . . .	1	2	2	3	3	3	3	3	3
Flächenraum eines jeden Saales . . .	59	69	127	139	177	267	371	492	600
Anzahl der Mulespindeln, welche im Karderiesaal aufgestellt sind . . .	0	0	0	0	210	1200	2280	3575	4774
Raum, den die Spindeln im Karderiesaal einnehmen	0	0	0	0	17	97	184	289	386
Raum, den sämmtliche Vorwerke im Karderiesaal einnehmen .	59	69	127	139	159	172	188	203	216

Diese Räume sind als Minima zu betrachten. Bureau, Magazine und andere Localitäten sind nicht mitgerechnet.

Der Karderiesaal enthält in Spinnereien für grobes und mittelfeines Garn nur allein Vorwerke; in Feinspinnereien dagegen wird auch ein Theil der Spinnstühle daselbst aufgestellt. Die zweit- und drittletzte Horizontalreihe geben hierüber näheren Aufschluss.

348.

Angaben für die Disposition der Maschinen einer Spinnerei und für die Anordnung der Transmission. Tafel XXIII.

Diese Tafel enthält die wichtigsten Daten für die Disposition der Maschinen und für die Anordnung der Transmission. Diese Daten sind: 1) Die Hauptabmessungen der Maschinen. 2) Der Platz für die Triebrollen. 3) Grösse und Geschwindigkeit dieser Rollen.

Die Bedeutung der Buchstaben ist:

K Anzahl der Köpfe einer Streckbank;
S Anzahl der Spindeln oder Röhren einer Maschine;
L Länge einer Maschine mit S Spindeln oder Röhren;
s Anzahl der Spindeln oder Röhren, welche zu einem System vereinigt sind;
l Länge eines Systems;
Nr. die Nummer, welche dem Produkt (Band, Lunte, Garn) entspricht, das eine Maschine liefert.

349.

Gewicht von einem Metre Länge einer Watte, eines Bandes, einer Lunte oder eines Garnfadens von einer gewissen Nummer.

Es sei:
G dieses Gewicht in Kilg., und
N die der Feinheit des Produktes entsprechende Nummer;
so ist:

$$G = \frac{N}{2000}$$

$$N = 2000\ G.$$

350.

Lieferung einer Maschine oder eines Organes.

Nennt man:
C (in Metres und per 1″) die Geschwindigkeit, mit welcher sich eine Watte, eine Lunte oder ein Garnfaden an irgend einer Stelle einer Maschine fortbewegt;
N die Nummer, welche der Feinheit des Produkts entspricht;

L die Lieferung in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden, welche jener Bewegung entspricht;

so hat man:

$$L = 21{\cdot}6 \frac{C}{N}$$

$$N = 21{\cdot}6 \frac{C}{L}$$

351.

Erfahrungsresultate über mechanische Weberei.

Die folgenden zwei Tabellen enthalten die wichtigsten Erfahrungsresultate über die mechanische Weberei von glatten Baumwollgeweben.

Benennung des Gewebes.	Nr. der Kette.	Nr. des Eintrages.	Anzahl der Ketten oder Eintragfäden auf 1 Centm.	Anzahl der Kammbewegungen per 1 Minute.	Gewicht von einem Quadratmetre Gewebe.	Gewobene Fläche in 12 Stund.		Gewicht der in 12 Stunden gewobenen Fläche.	Anzahl d. Webstühle, um täglich 100 Klg. Garn zu verweben.
						Theoretisch.	Practisch.		
Cretonne . . .	10	12	17	114	0·158	48	36	5·69	17
„ . . .	15	18	20	110	0·130	39	29	3·77	26
„ . . .	20	25	23	107	0·104	33	24	2·49	40
Calicot	25	32	26	104	0·091	29	22	2·00	50
„	30	39	29	101	0·084	25	19	1·59	63
„	35	45	31	98	0·078	23	17	1·33	75
„	40	52	34	94	0·075	20	15	1·13	88
„	45	59	37	91	0·072	18	13	0·94	105
Mousseline . .	50	66	39	88	0·068	16	12	0·82	122
„ . .	55	71	41	85	0·066	15	11	0·73	136
„ . .	60	80	45	82	0·065	13	9·7	0·63	160
„ . .	65	86	47	78	0·063	12	9·0	0·57	175
Jaconet . . .	70	93	50	75	0·062	11	8·3	0·51	200
„ . . .	75	100	53	72	0·062	9·7	7·3	0·45	222
„ . . .	80	107	56	69	0·061	8·8	6·6	0·40	250
„ . . .	85	116	59	66	0·061	8·0	6·0	0·37	270
„ . . .	90	120	61	62	0·060	7·3	5·4	0·32	312
„ . . .	95	129	66	59	0·060	6·5	4·9	0·29	344
„ . . .	100	134	67	56	0·059	6·0	4·5	0·26	400

Benennung der Maschinen.	Anzahl der Maschinen für 100 Webstühle.	Anzahl der Maschinen um täglich 100 Kilg. Garn von No. 30 bis 40 zu verweben.	Betriebskraft in Pferden für eine Maschine.	Platz für die Aufstellung einer Maschine in Quadrat-metres.	Umdrehungen der Trieb-rollen per 1 Minute.
Webstuhl	100	88	0·10	4·06	100
Schlichtmaschine	3 bis 4	2·6 bis 3·5	0·70	30	130 bis 140
Spuhlmaschine mit 144 Spindeln	1	0·88	0·20	10	110 bis 120
Zettel-Maschine	2	1·76	0·10	32	95

Eisenfabrication.

A. Roheisenerzeugung.

352.

Eisengehalt verschiedener Erze.

Die folgende Tabelle gibt eine Uebersicht von dem Eisengehalt verschiedener Eisenerze.

Spezies.	Varietät.	Eisengehalt. Minimum.	Maximum.
Eisenoxydul	Magneteisenstein . . .	0·80	0·90
Eisenoxyd	Eisenglanz	0·40	0·60
	Rotheisenstein	0·50	0·70
	Eisenocker	0·35	0·45
Eisenoxyd-Hydrat . . .	Schwarzeisenstein . .	0·30	0·40
	Brauneisenstein . . .	0·40	0·50
	Gelbeisenstein	0·35	0·55
Kohlensaures Eisenoxydul	Spatheisenstein, Eisenspath	0·35	0·45
	Brauneisenspath . . .	0·35	0·45
	Thoniger Eisenspath .	0·30	0·45
Eisensilikat	Oxydul	0·15	0·45
	Oxyd	0·15	0·45

353.

Das Rösten der Erze.

In einem Röstofen können in 24 Stunden 15000 bis 20000 Kilg. Erze geröstet werden, und für 100 Kilg. Erze sind 4 bis 5 Kilg. Steinkohlen erforderlich.

354.

Gewicht der Holzkohlen.

Das Gewicht von einem Kubikmet. Holzkohl ist:

für Kohl aus	Buchenholz (Knippelholz)	260 bis 280 Kilg.
„ „ „	„ (Wipfelholz)	230 bis 240 „
„ „ „	Eichenholz (Knippel)	220 bis 230 „
„ „ „	„ gescheitert	200 bis 210 „
„ „ „	weichem Holz	140 bis 180 „
„ „ „	Fichten und Tannenholz	180 bis 220 „

355.

Verhältniss zwischen Holz und Kohle.

Das Gewichtsverhältniss zwischen Holz und Kohle ist:

1) wenn die Verkohlung schnell erfolgt . . . $\frac{12}{100}$ bis $\frac{18}{100}$

2) „ „ „ langsam erfolgt . . $\frac{32}{100}$ bis $\frac{33}{100}$

3) in den gewöhnlichsten Fällen . . . . . $\frac{26}{100}$ bis $\frac{27}{100}$

Das Verhältniss zwischen dem Volumen der Kohle und dem Volumen des Holzes, aus welchem dasselbe entstanden ist, beträgt $\frac{35}{100}$ bis $\frac{50}{100}$

Die Haufen enthalten gewöhnlich 45 bis 60 Kubikmet. Holz. Die Dauer der Operation ist 6 bis 8 Tage.

356.

Gedörrtes Holz.

Man hat in neuerer Zeit versucht, halbverkohltes Holz statt Holzkohlen für den Betrieb der Hochöfen anzuwenden, und es haben sich dabei im Allgemeinen ökonomisch günstige Resultate ergeben. Das Dörren oder Halbverkohlen geschieht in gusseisernen Kästen, die einer

bis zu 300° erhitzten Luft ausgesetzt werden. Man erhält aus 100 Gewichtstheilen Holz 45 bis 60 Gewichtstheile gedörrtes Holz.

357.

Verkohlung der Steinkohlen. Koaks-Bereitung.

Wenn die Verkohlung in freien Haufen geschieht, erhält man unter günstigen Umständen

aus 100 Gewichtstheilen	Gewichtstheile Koaks.
fetten Kohlen	40 bis 45
mittleren Kohlen	50 bis 55
mageren Kohlen	60 bis 70

Die Dauer der Verkohlung ist bei ruhiger Luft

für magere Kohlen	14 bis 15 Stunden,
für fette Kohlen	36 bis 48 „

Wenn die Verkohlung in geschlossenen Oefen geschieht, gewinnt man von 100 Kilg. Steinkohlen 65 bis 69 Kilg. Koaks.
Die Dauer der Operation ist 21 bis 22 Stunden.

Erfahrungen über den Hochofenbetrieb mit Holzkohlen.

358.

Quantität der Production eines Ofens.

Die Roheisenmenge, welche ein Hochofen liefert, richtet sich vorzugsweise nach seinem grössten Horizontalquerschnitt, und nach der Luftmenge, die in den Ofen getrieben wird. Die Höhe des Ofens hat nur einen geringen Einfluss auf die Quantität der Produktion, vorausgesetzt, dass sie der Schmelzbarkeit der Erze ungefähr angemessen ist. — Für Erze, die ungefähr gleich leicht schmelzbar sind, geben die an Eisengehalt reichsten die grösste Production. — Um das Maximum der Production zu erhalten, muss die Höhe des Ofens für schwer schmelzbare Erze und für dichtere Kohlen grösser sein, als für leicht schmelzbare Erze und leichte Kohlen.

359.

Wind.

Die Luftmenge, welche in einen Hochofen mit Holzkohlenbetrieb eingeblasen werden muss, um einen günstigen Gang zu erhalten, beträgt für jeden Quadratmetre seines grössten Querschnitts 10·3 bis 12·8 Kubikmet. per 1 Minute. (Die Dichte der Luft auf jene der Atmosphäre zurückgeführt.) — Beträgt die Luftmenge bedeutend

weniger, als so eben angegeben wurde, so nimmt die Quantität der Production ab, und der Kohlenaufwand nimmt verhältnissmässig zu. Beträgt die Luftmenge mehr, als oben angegeben wurde, so nimmt der Brennstoffaufwand zu, ohne dass die Eisenproduction wächst.

360.

Verbrauch an Holzkohle.

Wenn der Gang eines Hochofens vortheilhaft geregelt ist, werden per 1 Stunde und per 1 Quadratmetre des grössten Querschnittes 80 bis 100 Kilg. Holzkohlen verbrannt. — Durch Vergleichung des Luftbedarfes mit dem Kohlenverbrauch ergibt sich, dass für 1 Kilg. Holzkohle 7·69 Kubikmetre Luft erforderlich sind. — Der Aufwand an Holzkohle für 100 Kilg. Eisenproduction ist für verschiedene Erze, wie folgt:

Beschaffenheit der Erze.	Eisengehalt der Erze in 100 Kilg. Erz.	Holzkohlenaufwand in Kilg. zur Darstellung von 100 Kilg Roheisen.
Leicht schmelzbare Erze	25 bis 30	66 bis 90
	30 „ 35	90 „ 110
	35 „ 40	120 „ 130
Erze von mittlerer Schmelzbarkeit	30 bis 40	110 bis 140
	40 „ 50	140 „ 180
	50 „ 60	180 „ 210
Schwere schmelzbare Frze	30 bis 40	160 bis 200
	40 „ 50	210 „ 250
	50 „ 60	250 „ 300

Die unteren Grenzen für den Kohlenaufwand entsprechen der Production von weissem und halbweissem, die oberen Grenzen dagegen der Darstellung von grauem Roheisen.

Niedrige Oefen consumiren verhältnissmässig zur Production mehr Brennstoff als hohe Ofen.

361.

Hochofenbetrieb mit Koaks und mit kalter Luft.

Zu einem regelmässigen und vortheilhaften Betrieb eines Hochofen mit Koaks sind für jeden Quadratmetre seines Querschnittes 6 bis 8

Kubikmetre Luft erforderlich. — Bei dieser Luftmenge beträgt der Koaksverbrauch für jeden Quadratmetre Querschnitt und per 1 Stunde 50 bis 70 Kilg. — Ein Kilg. Koaks braucht daher zum Verbrennen 7·5 Kubikmetre Luft. Mit dieser Luftmenge braucht man zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen folgende Quantitäten Koaks.

Für leicht schmelzbare Erze	180 bis 210 Kilg.
„ Erze von mittlerer Schmelzbarkeit .	210 „ 260 „
„ schwer schmelzbare Erze	260 „ 300 „

362.

Spannung der Luft in der Windleitung in der Nähe der Düsen.

Die für einen geregelten Hochofenbetrieb angemessene Spannung der Luft richtet sich vorzugsweise nach der Beschaffenheit des Brennstoffes. Der Unterschied zwischen dieser Spannung und dem äusseren atmosphärischen Luftdruck beträgt, in Quecksilberhöhen ausgedrückt:

	Centimetre.
Für Kohlen aus weichem Holz . . .	2 bis 3
„ „ „ harzigen Hölzern . .	3 „ 4
„ „ „ hartem Holz	1 „ 6
„ leichte Koaks	8 „ 13
„ dichte Koaks	13 „ 19.

363.

Hochofenbetrieb mit erhitzter Luft.

Ueber den Betrieb der Hochöfen mit erhitzter Luft hat man bis jetzt im Wesentlichen folgende Erfahrungen gemacht.

1) Die Schmelzung erfolgt sehr regelmässig und schnell. Die Production ist um die Hälfte grösser, als bei Anwendung von kalter Luft.
2) Der Brennstoffaufwand zur Darstellung einer gewissen Quantität Roheisen, ist selbst in dem Falle, wenn die Luft nicht durch die abgehenden Hochofengase erhitzt wird, um $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{3}$ kleiner als bei Anwendung von kalter Luft.
3) Die Luftmenge, welche für eine gewisse Roheisenproduction in den Hochofen getrieben werden muss, ist um $\frac{1}{4}$ und die Spannung in der Windleitung um $\frac{1}{3}$ kleiner, als bei kalter Luft.

4) Die Anwendung von erhitzter Luft gestattet, dass die Koaks durch Steinkohlen, und dass die Holzkohlen durch Holz im natürlichen oder gedörrten (halbverkohltem) Zustande ersetzt werden können.
5) Das Roheisen, welches bei Anwendung von erhitzter Luft erhalten wird, ist sehr weich, dunkelgrau, hat eine geringe Festigkeit, und ist, weil es die Formen sehr scharf ausfüllt, vorzugsweise für Gusswaaren geeignet.
6) Die Qualität des Schmiedeisens, welches aus solchem Roheisen bereitet wurde, hat man bis jetzt in den meisten Fällen nicht befriedigend gefunden, was wohl seinen Grund darin haben mag, dass die Umstände, welche auf die Qualität des Eisens Einfluss haben, noch nicht genug bekannt sind, und erst durch weitere Erfahrungen ausgemittelt werden müssen.

364.

Schlackenbildung.

Eine quantitativ und qualitativ vortheilhafte Eisenproduction ist immer mit einer gewissen Quantität von Schlackenbildung verbunden. Diese Schlackenbildung beträgt auf 100 Kilg. Guss:

Für Koaksöfen, welche graues Gusseisen liefern	259 bis 298 Kilg. Schlacken
Für Koaksöfen, welche weisses oder halbweisses Gusseisen liefern	137 „ 201 „ „
Für Holzkohlenöfen, welche graues Gusseisen liefern	230 „ 280 „ „
Für Holzkohlenöfen, welche Roheisen für Schmiedeisenbereitung liefern . . .	120 „ 170 „ „

365.

Zuschläge.

Diese haben den Zweck, entweder die in den Erzen in zu grosser Menge befindliche Kieselerde durch basische Erden zu sättigen, oder den Mangel an Kieselerde durch quarzige Substanzen zu ersetzen, oder auch durch Bildung von mehreren und zusammgesetzten Silikaten die Verschlackbarkeit der Erden zu erhöhen.

366.

Dimensionen der Hochöfen.

Die folgenden Regeln zur Bestimmung der Dimensionen eines Hochofens sind durch Vergleichung von 20 Hochöfen erhalten worden. Die Dimensionen, welche man durch diese Regeln erhält, sind daher nur mittlere Werthe, und müssen in jedem besonderen Fall nach dem Grad der Schmelzbarkeit der Erze und nach der Beschaffenheit des Brennmaterials modificirt werden.

Nennt man:

E die in Kilg. ausgedrückte Roheisenmenge, welche ein Hochofen in 24 Stunden liefern soll;

k den Brennstoffbedarf in Kilg. zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen;

D den Durchmesser des grössten Horizontalquerschnittes des Ofens;

H die Höhe des Ofens, vom Boden des Herdes bis zur Gicht gemessen, das Kamin jedoch nicht mitgerechnet,

so ist:

Für Holzkohlenöfen . . . . . $D = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{k\,E}{216000}}$ Metre

Für Koaksöfen . . . . . $D = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{k\,E}{117600}}$ ”

Durchmesser der Gicht	0·43	D
Der untere Durchmesser der Rast	0·31	D
Die Weite des Herdes	0·22	D
Länge des Herdes	0·605	D
Höhe des Eisenkastens	0·183	D
Höhe des Ofens vom Boden des Herdes bis zur Gicht H =	3·43	D
Höhe des Kamins über der Gicht	0·24	H
Höhe des Schachtes	0·66	H
Höhe der Rast	0·178	H
Höhe des Gestelles	0·166	H.

367.

Productionsfähigkeit, Brennstoffverbrauch und Luftbedarf von Hochöfen von verschiedener Grösse.

Die folgende Tabelle gibt eine Uebersicht über die Production und Consumtion von Hochöfen von verschiedener Grösse. Zur Berechnung dieser Tabelle wurde angenommen:

Für Koaksöfen . . { 235 Kilg. Koaks für 100 Kilg. Roheisen.
6·18 Kubikmetre Luft per 1 Minute und per 1 Quadratmetre Querschnitt.
49 Kilg. Koaks pr 1 St. und pr 1 Quadratm. Querschnitt.

Für Holzkohlenöfen { 160 Kilg. Holzkohlen für 100 Kilg. Roheisen.
11·56 Kubikmetre Luft per 1 Minute und per 1 Quadratmetre Querschnitt.
90 Kilg. Holzkohlen pr 1 St. u. pr 1 Quadratm. Quersch.

D Werthe des Ofens.	H Höhe des Ofens.	*Holzkohlenöfen mit kalter Luft.*			*Koaksöfen mit kalter Luft.*		
		Production an Roheisen in 24 Stunden	Holzkohlenverbrauch in 24 Stunden	Luftbedarf in 1 Minute in Kubikmetre.	Production an Roheisen in 24 Stunden	Koaksverbrauch in 24 Stunden	Luftbedarf in 1 Minute in Kubikmetre.
Met.	Met.	Kilg.	Kilg.		Kilg.	Kilg.	
2·0	6·86	4241	6796	36·3	1570	3689	19·4
2·5	8·58	6615	10584	56·6	2450	5757	31·3
3·0	10·3	9544	15270	81·7	3535	8307	43·7
3·5	12·0	12987	20779	111·2	4810	11304	59·5
4·0	13·7	16956	27129	145·2	6280	14758	77·6
4·5	15·4	21465	34344	184·7	7950	18683	108·1
5·0	17·2	26501	42402	227·0	9815	23065	121·3

Hochofengebläse.

368.

Luftbedarf eines Hochofens.

Der Luftbedarf der Hochöfen ist, wie schon früher angegeben wurde:

Für Holzkohlöfen	10·25 bis 12·85 Kubikmetre per 1 Minute und per 1 Quadratmetre des grössten Querschnittes.
Für Koaksöfen .	6·18 Kubikmetre per 1 Minute und per 1 Quadratmetre des grössten Querschnittes.

369.

Pressung in der Windleitung.

Diese richtet sich nach der Natur des Brennstoffes; sie ist, in Quecksilberhöhen ausgedrückt,

	Centimetre.
für leichte Kohlen aus Tannenholz . .	2 bis 3
„ Kohlen aus harzigem Holz . . .	3 „ 5
„ „ „ hartem Holz	4 „ 6
„ leichte Koaks	8 „ 13
„ dichte Koaks	13 „ 19

370.

Geschwindigkeit des Kolbens.

Diese ist:

Bei kleineren hölzernen Kastengebläsen . . .	0·75^{m} bis 1 ^{m}
„ grösseren eisernen Cylindergebläsen . . .	0·90^{m} „ 1·2^{m}.

371.

Verhältniss zwischen der eingesaugten und ausgeblasenen Luftmenge.

Dieses Verhältniss ist:

Bei hölzernen Kastengebläsen	$\frac{10}{6}$
Bei eisernen Cylindergebläsen	$\frac{4}{3}$

372.

Querschnitt eines Gebläsecylinders oder eines Gebläsekastens.

Nennt man:

$\mathfrak{V}$ das Luftvolumen, welches ein Cylinder oder ein Kasten per 1″ in den Hochofen liefern soll, (auf 0° Temperatur reducirt);

t die Temperatur der eingesaugten Luft;
O den Querschnitt eines Cylinders oder eines Kastens;
v die Geschwindigkeit des Kolbens per 1″;

so ist:

für einfach wirkende hölzerne Kastengebläse:

$$O = 2 . \frac{10}{6} . \frac{\mathfrak{V}}{v} (1 + 0{\cdot}004\ t)$$

für doppellwirkende eiserne Cylindergebläse:

$$O = \frac{4}{3} . \frac{\mathfrak{V}}{v} (1 + 0\,004\ t)$$

373.

Länge des Kolbenschubes.

Dieser ist bei Cylindergebläsen, gleich dem Durchmesser des Kolbens; bei Kastengebläsen, gleich $\frac{3}{4}$ von der Weite eines Kastens.

374.

Querschnitt der Saugventile.

Dieser ist bei Kastengebläsen gleich $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{12}$ vom Querschnitt eines Kastens; bei Cylindergebläsen gleich $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{9}$ vom Querschnitt eines Cylinders.

375.

Querschnitt der Druckventile.

Gleich $\frac{1}{22}$ vom Querschnitt des Cylinders oder des Kastens.

376.

Windleitung.

Für kalte Luft ist der Querschnitt der Windleitung gleich $\frac{1}{20}$ von der Summe der Querschnitte sämmtlicher doppelt wirkender Cylinder oder $\frac{1}{10}$ von der Summe der Querschnitte sämmtlicher einfach wirkender Kasten. Für erhitzte Luft muss dieser Querschnitt noch im Ver-

hältniss 1 + 0·004 T : 1 vermehrt werden. Hierbei bezeichnet T die Temperatur der erhitzten Luft.

377.

Regulator mit unveränderlichem Volumen.

Das Volumen eines solchen Regulators (Windkessels) soll 40 bis 60 mal so gross sein, als das Luftvolumen, welches derselbe in jeder Sekunde aufzunehmen und abzugeben hat.

378.

Anzahl der Düsenöffnungen.

Holzkohlenöfen erhalten nur eine Düse, wenn die per 1 Minute einzublasende Luftmenge nicht mehr als 30 Kubikmetres beträgt. Koaksöfen erhalten immer wenigstens zwei Düsen. Beträgt die einzublasende Luftmenge 70 bis 100 Kubikmetres per 1 Minute, so sind drei Düsen erforderlich.

379.

Summe der Querschnitte sämmtlicher Düsenöffnungen.

Nennt man:

o die Summe der Querschnitte aller Düsenöffnungen;

𝔙 das Volumen, welches die Luft, die per 1″ in den Hochofen getrieben werden soll, bei 0 Grad Temperatur und unter dem atmosphärischen Luftdruck einnimmt;

P die Pressung der Luft in der Windleitung in der Nähe der Düsenöffnungen;

p die Pressung im Hochofen, welche nahe dem atmosphärischen Druck gleich ist;

T die Temperatur der Luft in der Windleitung;

k der Contractionscoefficient für die Düsenöffnungen. In der Regel ist k = 0·9 bis 0·95;

U die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft aus den Düsenöffnungen tritt;

g = 9·808 die Endgeschwindigkeit nach der ersten Sekunde beim freien Fall der Körper

so ist:

$$U = \sqrt{2\,g\,\frac{10333\,(1+0{\cdot}004\,T)}{1{\cdot}3}\,\text{lognat.}\,\frac{P}{p}}$$

$$0 = \frac{\mathfrak{V}\,(1+0{\cdot}004\,T)}{k\,U}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten:

Pressung der Luft in der Windleitung in Quecksilber-Cubikmetres	T = 12°		T = 300°	
	U	$\frac{\mathfrak{V}}{0}$	U	$\frac{\mathfrak{V}}{0}$
2	64	57	93	40
3	79	71	114	49
4	91	82	132	57
6	110	99	159	68
8	126	113	183	79
10	141	127	204	88
12	153	138	222	95
14	165	148	239	103
16	175	157	253	109
18	185	166	268	115

380.

Betriebskraft für die Gebläse.

Nennt man:

$\mathfrak{V}$ das Volumen, welches die Luft, die per 1″ in den Hochofen getrieben werden soll bei 0 Temperatur und unter dem Druck der Atmosphäre einnimmt;

P die Pressung der Luft in der Windleitung auf 1 Quadratmetre;

N den Nutzeffect, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muss, in Pferdekräften ausgedrückt;

so ist:

$$N = \frac{1{\cdot}7 \times 10333}{75}\,\text{lognat.}\,\frac{P}{10333} \times \mathfrak{V}$$

Die Resultate, welche diese Formel liefert, sind in folgender Tabelle enthalten:

Pressung in der Windleitung in Quecksilberhöhen.	Centimetres.									
	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18
$\frac{N}{\mathfrak{V}} = \frac{\text{Pferdekraft}}{\text{Luftvolumen}}$	9·2	11·4	13·6	17·8	22·3	28·6	34·7	38·7	40·7	48·5

381.

Apparate zur Erhitzung der Luft.

Vortheilhafteste Temperatur, bis zu welcher die Luft erhitzt werden soll		300°
Vortheilhafteste Heizfläche um 1 Kubikmetre Luft per 1 Minute zu erhitzen		0·8 bis 1 Quad.-Metre
Vortheilhafteste Geschwindigkeit der Luft in den Wärmeröhren		10^m bis 11^m
Geschwindigkeit der Luft in der Röhre, durch welche sie von dem Heizapparat nach den Düsenöffnungen geleitet wird		10^m bis 11^m
Brennstoffaufwand, um 1 Kubikmetre Luft zu erhitzen	Holz . .	$\frac{1}{15}$ Kilg.
	Steinkohlen	$\frac{1}{30}$ Kilg.
Nutzeffect des Heizapparats		0·5

Schmiedeisen-Fabrication

nach englischer Art.

382.

Verhältnisse zwischen Feineisen, Puddeleisen und fertigem Schmiedeisen.

Roheisen. Kilg.		Feineisen. Kilg.		Puddeleisen. Kilg.		Schmiedeisen. Kilg.
1·50	gibt	1·35	gibt	1·20	gibt	1·00
1·25	„	1·13	„	1·00	„	0·83
1·11	„	1·00	„	0·92	„	0·74
1·00	„	0·90	„	0 80	„	0·67

383.

Brennstoffaufwand für verschiedene Operationen.

Um 1 Kilg. Roheisen in Feineisen umzuwandeln, braucht man 0·303 bis 0·313 Kilg. Coaks.

Um 1 Kilg. Feineisen in Puddeleisen umzuwandeln, braucht man 1 Kilg. Steinkohlen.

Um 1 Kilg. weisses Roheisen zu puddeln, braucht man 1·4 bis 1·5 Kilg. Steinkohlen.

Wenn die Arbeitsmaschinen (Gebläse, Hämmer und Walzwerke) mit Dampfmaschinen getrieben werden, braucht man zum Betrieb derselben für jedes Kilg. fertiges Eisen $\frac{1}{5}$ Kilg. Steinkohlen.

384.

Wöchentliche Production der Oefen und der Maschinen.

Ein Finerie mit 6 Düsen produzirt per 1 Woche 130 Tonnen fein Metall.
" " " 4 " " " " 1 " 90 " " "
" " " 3 " " " " 1 " 48 " " "

Ein Puddelofen liefert wöchentlich 17 Tonnen Eisen, wenn fein Metall, und 11 Tonnen, wenn Roheisen gepuddelt wird.

Wegen oftmal eintretenden Reparaturen muss die Anzahl der Puddelöfen um die Hälfte grösser genommen werden.

Die Anzahl der Schweissöfen verhält sich zu jener der Puddelöfen wie 5 : 12.

385.

Abmessungen, Geschwindigkeiten, Betriebskräfte und wöchentliche Production der Maschinen.

Stirnhammer.

Gewicht des Hammerkörpers	4000 Kilg.
Gewicht des Ambosstockes	4000 „
Gewicht der Daumentrommel	4000 „
Halbmesser des Schwungrades	2·7^m
Anzahl der Schläge per 1 Minute	80 bis 90
Erhebung des Hammers über die Bahn	0·35 bis 0·40^m
Betriebskraft	12 bis 15 Pferde
Wöchentliche Produktion gleich jener von 10 bis 12 Puddelöfen oder ungefähr	70 bis 100 Tonnen

Quetscher.

Anzahl der Oscillationen per 1 Minute	80 bis 90
Betriebskraft in Pferden	8 bis 10
Wöchentliche Production gleich der eines Stirnhammers oder ungefähr	70 bis 100 Tonnen

Luppen-Train.

Dieser Train besteht gewöhnlich aus zwei Walzwerken. Das erste (Zängwalzwerk, Ebaucheur) hat concav quadratische Cannelirungen und dient zum Ausstrecken der Luppen. Das zweite hat flache viereckige Cannelirungen und dient zur Umformung der Stäbe, welche das erste Walzwerk geliefert hat, in länglichte Platten.

Durchmesser der Zäng- und Formwalzen	0·48^m bis 0·50^m
Länge der Walzen	1·60^m „ 1·70^m
Durchmesser der Zapfen an den Walzen	0·26^m „ 0·27^m
Gewicht eines Walzenpaares	4500 Kilg.
Anzahl der Umdrehungen der Walzen per 1 Minute:	
a) wenn die Luppen vorher unter dem Stirnhammer bearbeitet wurden	30 bis 40
b) wenn die Luppen, unmittelbar nachdem sie aus dem Puddelofen gezogen wurden, durch die Walzen gelassen werden	20 bis 30
Betriebskraft für den ganzen Train	20 Pferde
Wöchentliche Produktion des Trains:	
a) wenn die Luppen zuerst unter dem Stirnhammer bearbeitet wurden	200 Tonnen
b) wenn die Luppen unmittelbar aus den Puddelöfen zwischen die Walzen gebracht werden .	160 Tonnen
Ein Stirnhammer, ein Quetscher und ein Luppentrain erfordern zusammen eine Betriebskraft von . . .	40 Pferden

Grosse Scheere.

Anzahl der Schnitte per 1 Minute	20 bis 30
Betriebskraft	2·5 bis 3
Wöchentliche Production	100 Tonnen.

Grobeisen-Train.

Dieser besteht gewöhnlich aus 3 Walzwerken:
Erstes Walzwerk. Reckwalzen mit concavquadratischen Cannelierungen.
Zweites Walzwerk. Formwalzen mit quadratischen, runden, oder flach viereckigen Cannelierungen.
Drittes Walzwerk. Polierwalzen mit glatten Oberflächen.

Länge der Reck- und Formwalzen	1·45m bis 1·55m
Durchmesser der Walzen	0·36m bis 0·40m
Durchmesser der Zapfen an den Walzen	0·24m bis 0·27m
Gewicht eines Walzenpaares	1500 bis 2000 Kilg.
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute	70 bis 80

Betriebskraft für den Train:

a) wenn immer entweder nur mit den Reckwalzen oder mit den Formwalzen gearbeitet wird	20 Pferde
b) wenn gleichzeitig mit allen Walzen gearbeitet wird .	36 Pferde
Wöchentliche Production { im Falle a	60 Tonnen
{ im Falle b	80 „

Feineisen-Train.

Dieser besteht gewöhnlich aus folgenden Walzwerken:
a) ein Walzwerk mit 3 Walzen und mit quadratischen Cannelierungen;
b) ein Walzwerk mit 3 Walzen mit flach viereckigen Cannelierungen;
c) ein schmales Walzwerk mit 2 Walzen mit runden Cannelierungen;
d) ein schmales Walzwerk mit 2 Walzen mit quadratischen Cannelierungen.

Durchmesser der Walzen von a. b. c. d.	0·20m bis 0·24m
Länge der Walzen von a. und b.	0·65m bis 0·70m
Länge der Walzen von c. und d.	0·16m bis 0·20m
Anzahl der Umdrehungen sämmtlicher Walzen per 1 Minute	200 bis 250
Betriebskraft für den ganzen Train	15 bis 20 Pferde
Wöchentliche Production	18 Tonnen.

Schneidwerk mit Scheiben.

Als Präparierwalzen dienen glatte Walzen von 0·35m bis 0·40m Durchmesser, die per 1 Minute 42 bis 45 Umdrehungen machen.

Die wesentlichen Daten für die Anordnung eines Schneidwerkes sind:

Breite der Bänder. Millimet.	Durchmesser der Schneidscheiben. Metres.	Anzahl der Scheiben obere Walze.	untere Walze.	Umdrehung per 1′
4·5 bis 9	0·27	6	7	50
11 „ 14	0·30	5	6	47
14 „ 16	0·33	4	5	43
20 „ 23	0·36	3	4	39

Betriebskraft eines Schneidwerkes . . . . . 4 bis 5 Pferde
Wöchentliche Production . . . . . 65 Tonnen.

Blechwalzwerk.

Die Länge der Walzen richtet sich nach der Breite der Bleche. Die folgende Tabelle gibt angemessene Dimensionen für Walzen von verschiedener Länge.

Breite der Bleche. Metres.	Länge der Walzen. Metres.	Durchmesser der Walzen. Metres.	Durchmesser der Zapfen. Metres.
0·40	0·50	0·24	0·18
0·88	1·00	0·37	0·24
1·30	1·50	0·50	0·30
1·80	2·00	0·60	0·35

Die Geschwindigkeit der Walzen richtet sich vorzugsweise nach der Dicke der Bleche.

Anzahl der Umdrehungen für dünne Bleche . . . 40 per 1 Minute
„ „ „ „ mittlere Bleche 25 bis 30 „ 1 „
„ „ „ „ starke Bleche . 20 „ 22 „ 1 „
100 Kilg. Schmiedeisen geben 65 bis 75 Kilg. dickes Blech,
100 „ „ „ 50 „ 55 „ dünnes Blech.

Die Betriebskraft richtet sich nach dem Querschnitt der Bleche.

Für Bleche von $1·8^m$ Breite und $0·01^m$ Dicke . . 60 Pferdekraft.
„ „ „ 1^m „ „ $0·005^m$ „ . . 40 „
„ „ „ $0·5^m$ „ „ $0·003^m$ „ . . 20 „

Die wöchentliche Production beträgt für jede Pferdekraft ungefähr $\frac{1}{4}$ Tonne.

Eisenbahn-Schienen-Train.

Durchmesser der Walzen . . . . . $0·45^m$ bis $0·50^m$
Länge der Walzen . . . . . $1·20^m$ „ $1·40^m$
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute . . . . . 55 bis 65

Betriebskraft . . . . . 40 bis 45 Pferde
Wöchentliche Production . . . . . 42 „ 54 Ton.

Die totale Betriebskraft einer englischen Schmiede ist der wöchentlichen Eisenproduction proportional und beträgt für jede Tonne der wöchentlichen Production 0·6 Pferdekraft. Dabei ist die Betriebskraft für das Gebläse nicht mitgerechnet.

386.

Allgemeine Regeln über den Bau der Maschinen zur Eisenfabrication.

Bei dem Bau dieser Maschinen, so wie überhaupt bei dem Bau aller Maschinen, die heftige Stösse auszuhalten haben, müssen folgende Regeln beobachtet werden.

1) Müssen diese Maschinen im Allgemeinen stärker gebaut werden, als solche, die nur Widerstände zu überwinden haben. Macht man die Zapfen und Wellen um die Hälfte stärker, als bei gewöhnlichen Triebwerken, und bestimmt alle übrigen Dimensionen nach den Verhältnisszahlen, welche im dritten Abschnitt für die Construction der Maschinenbestandtheile angegeben wurden, so erhält man praktisch brauchbare Abmessungen.
2) Es müssen vorzugsweise diejenigen Theile sehr stark gemacht werden, welche kostspielig sind, und deren Wiederersetzung mit Zeitverlust und Unkosten verbunden ist.
3) Um sich zu versichern, dass die so eben bezeichneten Bestandtheile nicht brechen, muss man andere Bestandtheile, die weniger kostspielig sind, und die leicht ersetzt werden können, nur so stark machen, dass sie zwar den Normalwiderstand hinreichend überwältigen können, dass sie aber zuerst brechen, wenn überhaupt Umstände eintreten, bei welchen ein Bruch unvermeidlich wird. Desshalb sind bei den Walzwerken die Kupplungshülsen die schwächsten Theile.
4) Die gerippten Formen, vermittelst welchen Maschinen, die nur Widerstände zu überwinden haben, mit dem geringsten Materialaufwand hinreichende Festigkeit erhalten, sind bei Maschinen, die Stösse auszuhalten haben, nicht zweckmässig. Die Widerstandsfähigkeit der Körper gegen Stösse richtet sich vorzugsweise nach dem Volumen und nicht nach der Form der Körper. Gedrungene Formen sind daher für diese Maschinen am geeignetsten.
5) Das Material soll vorzugsweise dahin concentrirt werden, wo die stossweise Bewegungsmittheilung zunächst erfolgt.
6) Die Fundamente zur Aufstellung dieser Maschinen sollen aus Holz hergestellt werden, und die Verbindung aller Theile soll in der Art

geschehen, dass eine kleine Nachgiebigkeit des hölzernen Fundamentes ohne Brechen eines Maschinentheiles statt finden kann.

387.

Schwungräder für Walzwerke.

Die Schwungräder der Walzwerke müssen so schwer gemacht werden, dass die Betriebsmaschine 30″ bis 60″ wirken muss, bis die normale Geschwindigkeit der Maschine eintritt.

Nennt man

N den Nutzeffekt in Pferdekräften der Betriebsmaschinen;

P das Gewicht des Schwungringes;

C die normale Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades;

T = 30″ bis 60″ die Zeit, während welcher die Maschine ohne zu arbeiten, und unter der Einwirkung des Motors laufen muss, bis im Schwungrad die Geschwindigkeit C eintritt

so ist

$$P = \frac{2\,g \times 75 \times N \times T}{C^2}$$

Den Halbmesser des Schwungrades darf man in der Regel 12 Mal so gross machen, als den Durchmesser der Schwungradswelle.

Hammerwerke zur Darstellung des Stabeisens.

388.

Aufwerfhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise zum Zängen und Ausstrecken der Luppen angewendet. Gewicht, Hubhöhe, Anzahl der Schläge, richten sich nach der Grösse der Luppen. Die folgende Tabelle gibt die Hauptdaten für solche Luppenhämmer.

Gewicht der Luppe. Kilg.	Gewicht des Hammers ohne Stiel. Kilg.	Hubhöhe des Hammers über der Bahn. Metres.	Anzahl der Schläge per 1 Minute.
25	250	0·40	160
30	300	0·43	140
40	400	0·46	120
50	500	0·50	100

Zum Zängen und Ausstrecken einer Luppe sind 35 Minuten erforderlich. Bei ununterbrochener Arbeit könnten demnach in 12 Stunden Arbeitszeit 18 Luppen gezängt und ausgestreckt werden.

389.

Schwanzhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise gebraucht, um die starken Stangen, welche vermittelst der Aufwerfhämmer aus den Luppen erhalten wurden, weiter auszustrecken, um flaches, quadratisches, rundes oder gezaintes Eisen von schwächeren Querschnittsdimensionen zu erhalten. Gewicht, Hubhöhe, Anzahl der Schläge, richtet sich nach der Stärke des darzustellenden Eisens.

Die folgende Tabelle gibt die Hauptdaten für grosse, mittlere und kleine Schwanzhämmer.

Starkes Eisen.

a) Flacheisen.	Breite	0·04 —	0·06m —	0·15m
	Dicke	0·008 —	0·01m —	0·02m
b) Bandeisen.	Breite	0·054 —	0·06 —	0·07 — 0·08m
	Dicke	0·010 —	0·015 —	0·015 — 0·03m
c) Stabeisen.	Breite	0·030 —	0·035 —	0·035 — 0·04m
	Dicke	0·010 —	0·014 —	0·014 — 0·016m
d) Quadratisches Eisen.	Dicke	0·02 —	0·025 —	0·06.

Zur Darstellung dieser Eisensorten werden Hämmer gebraucht von 250 Kilg. Gewicht (ohne Stiel), 0·50m bis 0·60m Hubhöhe über der Bahn und die per 1 Minute 100 bis 160 Schläge machen.

Bei ununterbrochener Arbeit werden in 12 Stunden 6000 Kilg. Eisen produzirt.

Mittelstarkes Stabeisen.

a) Flacheisen.	Breite	0·03 — 0·04
	Dicke	0·007 — 0·009
b) Stabeisen.	Breite	0·025 — 0·03
	Dicke	0·008 — 0·012
c) Quadratisches Eisen.	Dicke	0·015 — 0·02

Diese Eisensorten werden mit Hämmern gemacht, die ohne Stiel 100 Kilg. wiegen, 0·35^{m} bis 0·45^{m} hoch über die Bahn gehoben werden und per 1 Minute 140 bis 200 Schläge machen.

Schwaches Eisen.

a) Bandeisen.	Breite	0·015 — 0·035
	Dicke	0·004 — 0·007
b) Quadratisches und gezaintes Eisen.	Dicke	0·005 — 0·008
c) Rundeisen.	Dicke	0·007 — 0·03

Hierzu haben die Hämmer 50 Kilg. Gewicht, 0·25 — 0·3^{m} Hubhöhe und machen per 1 Minute 240 bis 300 Schläge.

Mit diesen kleinen Hämmern werden in 12 Arbeitsstunden 1200 bis 1500 Kilg. Eisen geschmiedet.

390.

Grosse Aufwerfhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise in England angewendet, um grosse Maschinenbestandtheile, als: Wellen, Kurbeln, Kurbelaxen für Lokomotive etc., aus Schmiedeisen anzufertigen. Dies geschieht durch Zusammenschweissen von dünnern Stäben oder Platten und durch Ausstrecken unter dem Hammer. Das Gewicht dieser Hämmer richtet sich theils nach dem Gewicht der zu bearbeitenden Gegenstände, theils nach dem Querschnitt derselben. Um Lokomotiv-Axen oder Wellen bis zu 16 Centm. Durchmesser zu schmieden, werden Hämmer angewendet, die, den Stiel mitgerechnet, 2000 bis 4000 Kilg. wiegen, 0·45^{m} Hubhöhe haben und die in der Minute 80 bis 100 Schläge machen. Zur Anfertigung der grossen Wellen und Kurbeln für grosse Schiffsmaschinen haben die Hämmer oft ein Gewicht von 10000 Kilg. und machen in der Minute 60 bis 80 Schläge.

391.

Grosse Stirnhämmer.

Diese haben mit Einschluss des Stieles ein Gewicht von 2000 bis 4000 Kilg., eine Hubhöhe von 0·45 bis 0·50^m und machen 90 bis 100 Schläge per 1 Minute. Sie werden vorzugsweise zum Zängen der Puddelofenluppen gebraucht. Mit 20 bis 30 Schlägen ist eine Luppe fertig geschmiedet. Ein Hammer ist hinreichend für 10 bis 12 Puddelöfen.

392.

Nasmyth's Dampfhammer.

Diese Hämmer werden gegenwärtig vorzugsweise in den grösseren Constructionsateliers zu den grösseren Schweissarbeiten angewendet. Ihr Gewicht beträgt 1000 bis 4000 Kilg. und die Hubhöhe 0·6 bis 1^m. Sie machen im Minimum (wenn der ganze Hub gebraucht wird) 60 bis 80 Schläge per 1 Minute.

Wenn nur $\frac{1}{3}$ oder $\frac{1}{4}$ des ganzen Hubes gebraucht wird, kann die Anzahl der Schläge 120 bis 160 per 1 Minute betragen.

393.

Nutzeffect zum Betrieb der Hämmer.

Man kann annehmen: 1) dass die Erhebungszeit, die Fallzeit und die Ruhezeit gleich gross sind; 2) dass der Nutzeffect zwei mal so gross ist als jener, welcher der Erhebung des Gewichts entspricht. Unter dieser Voraussetzung hat man zur Berechnung irgend eines Hammers folgende Gleichungen:

$$n r = \frac{3}{2\pi} h m$$

$$i n = m$$

$$E = \frac{P h m}{30} \text{ Kilgm.}$$

Die Bedeutung der Grössen ist:

P das Gewicht des Hammers und des Stieles;

h die Hubhöhe über den Ambos;

r der Halbmesser des Daumenring-Theilkreises;
n die Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle per 1 Minute;
m Anzahl der Schläge des Hammers per 1 Minute;
i Anzahl der Daumen;
E der Nutzeffect in Kilgm., welcher zum Betrieb des Hammers erforderlich ist.

394.

Schwungräder für Hämmer.

Der Erfahrung zufolge soll die lebendige Kraft des Schwungrades eines Hammers 5 bis 10 mal so gross sein als der Effect der Betriebsmaschine.

Nennt man:
G das Gewicht des Schwungrings;
V die normale Umfangsgeschwindigkeit des Rings;
E den Nutzeffect in Kilgm., welcher per 1″ zum Betrieb des Hammers erforderlich ist;

so hat man:

1) Für grosse Stirn-, Aufwerf- und Schwanzhämmer	$G V^2 = 100 E$
2) Für Aufwerfhämmer zur Luppenarbeit	$G V^2 = 98 E$
3) Für Schwanzhämmer von 250 Kilg. Gewicht . . .	$G V^2 = 90 E$
4) Für kleine Schwanzhämmer	$G V^2 = 70 E$

Zwölfter Abschnitt.

Sammlung von Tabellen.

395.

Vergleichung der am häufigsten vorkommenden Maasse und Gewichte.

Längenmaaße.

Badischer Fuss.	Englischer Fuss.	Rheinländer Fuss.	Wiener Fuss.	Pariser Fuss.	Metre.
1	0·9836	0·955	0·949	0 923	0·300
1·016	1	0·971	0·964	0·938	0·305
1·047	1·030	1	0·993	0·966	0·314
1·053	1·037	1·007	1	0·973	0·316
1·083	1·066	1·035	1 028	1	0·325
3·333	3·281	3·186	3·163	3·078	1

Flächenmaaße.

Badischer Quad.-Fuss.	Englischer Quad.-Fuss.	Rheinländer Quad.-Fuss.	Wiener Quad.-Fuss.	Pariser Quad.-Fuss.	Quadratmet.
1	0·967	0·918	0·900	0·857	0·090
1·033	1	0·943	0·930	0·880	0·093
1·089	1 060	1	0·986	0·933	0·098
1·111	1·076	1·014	1	0·947	0·100
1·166	1·136	1·071	1·056	1	0·105
11·11	10·764	10·152	10·007	9·477	1

Körpermaaße.

Badischer Kubik-Fuss.	Englischer Kubik-Fuss.	Rheinländer Kubik-Fuss.	Wiener Kubik-Fuss.	Pariser Kubik-Fuss.	Kubikmetre.
1	0·953	0·871	0·855	0·786	0·027
1·049	1	0·916	0·896	0·826	0·028
1·148	1·092	1	0·979	0·902	0·031
1·169	1·115	1·022	1	0·921	0·032
1·272	1·210	1·109	1·085	1	0·034
37·036	35·317	32·346	31·659	29·174	1

Gewichte.

Badisches Pfund.	Englisches Pfund.	Rheinländer Pfund.	Pariser Pfund.	Wiener Pfund.	Kilogramm.
1	1·102	1·029	1·021	0·892	0·500
0·907	1	0·970	0·927	0·810	0·454
0·936	1·031	1	0·955	0·835	0·468
0·978	1·079	1·047	1	0·874	0·489
1·120	1·235	1·197	1·144	1	0·560
2·000	2·205	2·138	2·043	1·786	1

396.

Tabelle über die reciproken Werthe der natürlichen Zahlen von 1 bis 100.

n	$\frac{1}{n}$	n	$\frac{1}{n}$	n	$\frac{1}{n}$	n	$\frac{1}{n}$	n	$\frac{1}{n}$
2	0·5000	22	0·0455	42	0·0238	62	0·0161	82	0·0122
3	0·3333	23	0·0435	43	0·0233	63	0·0159	83	0·0120
4	0·2500	24	0·0417	44	0·0227	64	0·0156	84	0·0119
5	0·2000	25	0·0400	45	0·0222	65	0·0154	85	0·0118
6	0·1667	26	0·0385	46	0·0217	66	0·0152	86	0·0116
7	0·1429	27	0·0370	47	0·0213	67	0·0149	87	0·0115
8	0·1250	28	0·0357	48	0·0208	68	0·0147	88	0·0114
9	0·1111	29	0·0345	49	0·0204	69	0·0145	89	0·0112
10	0·1000	30	0·0333	50	0·0200	70	0·0143	90	0·0111
11	0·0909	31	0·0323	51	0·0196	71	0·0141	91	0·0110
12	0·0833	32	0·0313	52	0·0192	72	0·0139	92	0·0109
13	0·0769	33	0·0303	53	0·0189	73	0 0137	93	0·0108
14	0·0714	34	0·0294	54	0 0185	74	0·0135	94	0·0106
15	0·0667	35	0·0286	55	0·0182	75	0·0133	95	0·0105
16	0·0625	36	0·0278	56	0·0179	76	0·0132	96	0·0104
17	0·0588	37	0·0270	57	0·0175	77	0 0130	97	0·0103
18	0·0556	38	0·0263	58	0·0172	78	0·0128	98	0·0102
19	0·0526	39	0·0256	59	0·0169	79	0·0127	99	0·0101
20	0·0500	40	0·0250	60	0·0167	80	0·0125	100	0·0100
21	0·0476	41	0·0244	61	0·0164	81	0·0123		

397.

Tabelle über die Werthe von

$$n,\ n\pi,\ n^2\frac{\pi}{4},\ n^2,\ n^3,\ \sqrt{n},\ \sqrt[3]{n}$$

wenn $n = 1$ bis $n = 100$.

n	$n\pi$	$n^2\frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
1	3·14	0·78	1	1	1·000	1·000
2	6·28	3·14	4	8	1·414	1·259
3	9·42	7·07	9	27	1·732	1·442
4	12·57	12·57	16	64	2·000	1·587
5	15·71	19·63	25	125	2·236	1·709
6	18·85	28·27	36	216	2·449	1·817
7	21·99	38·48	49	343	2·645	1·912
8	25·13	50·26	64	512	2·828	2·000
9	28·27	63·61	81	729	3·000	2·080
10	31·41	78·54	100	1000	3·162	2·154
11	34·55	95·03	121	1331	3·316	2·223
12	37·69	113·09	144	1728	3·464	2 289
13	40 84	132·73	169	2197	3·605	2·351
14	43·98	153·93	196	2744	3·741	2·410
15	47·12	173·71	225	3375	3·872	2·466
16	50·26	201·06	256	4096	4·000	2·519
17	53·40	226 98	289	4913	4·123	2·571
18	56·54	254·46	324	5832	4·242	2·620
19	59·69	283·52	361	6859	4.358	2·668
20	62·83	314·15	400	8000	4·472	2·714
21	65·97	346 36	441	9261	4·582	2·758
22	69·11	380·13	484	10648	4·690	2·802
23	72·25	415·47	529	12167	4·795	2·843
24	75·39	452·38	576	13824	4·898	2·884
25	78·54	490·87	625	15625	5·000	2·924
26	81·68	530·02	676	17576	5·099	2·962
27	84·82	572·55	729	19683	5·196	3·000
28	87·96	615·75	784	21952	5·291	3·036
29	91·10	660·52	841	24389	5·385	3·072
30	94·24	706·85	900	27000	5·477	3·107
31	97·38	754·76	961	29791	5·567	3·141
32	100·53	804·24	1024	32768	5·656	3·174
33	103·67	855·29	1089	35937	5·744	3·207
34	106·81	907·92	1156	39304	5·830	3·239
35	109·95	962·11	1225	42875	5 916	3·271
36	113·09	1017·87	1296	46656	6·000	3•301

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
37	116·23	1075·21	1369	50653	6 082	3·332
38	119·38	1134·11	1444	54872	6·164	3·361
39	122·52	1194·59	1521	59319	6·244	3·391
40	125·66	1256·63	1600	64000	6·324	3·419
41	128·80	1320·25	1681	68921	6·403	3·448
42	131·94	1385·44	1764	74088	6·480	3·476
43	135·08	1452·20	1849	79507	6·557	3·503
44	138·23	1520·52	1936	85184	6·633	3·530
45	141·37	1590·43	2025	91125	6·708	3·556
46	144·51	1661·90	2116	97336	6·782	3·583
47	147·65	1734·94	2209	103823	6·855	3·608
48	150·79	1809·55	2304	110592	6·928	3·634
49	153·93	1885·74	2401	117649	7·000	3·659
50	157·08	1963·49	2500	125000	7·071	3·684
51	160·22	2042 82	2601	132651	7·141	3·708
52	163·36	2123·71	2704	140608	7·211	3·732
53	166·50	2206·18	2809	148877	7·280	3·756
54	169·64	2290·21	2916	157464	7·348	3·779
55	172·78	2375·82	3025	166375	7·416	3·802
56	175·92	2463·09	3136	175616	7·483	3·825
57	179·07	2551·75	3249	185193	7·549	3·848
58	182·21	2642·08	3364	195112	7·615	3·870
59	185·35	2733·97	3481	205379	7·681	3·892
60	188·49	2827·43	3600	216000	7·745	3·914
61	191·63	2922·46	3721	226981	7·810	3·936
62	194·77	3019·07	3844	238328	7·874	3·957
63	197·92	3117·24	3969	250047	7·937	3·979
64	201·06	3216·99	4096	262144	8·000	4·000
65	204·20	3318·30	4225	274625	8·062	4·020
66	207·34	3421·18	4356	287496	8·124	4·041
67	210·48	3525·65	4489	300763	8·185	4·061
68	213·62	3631·68	4624	314432	8·246	4·081
69	216·77	3739·28	4761	328509	8·306	4·101
70	219·91	3848·45	4900	343000	8·366	4·121
71	223·05	3959·19	5041	357911	8·426	4·140
72	226·19	4071·50	5184	373248	8·485	4·160
73	229·33	4185·38	5329	389017	8·544	4·179
74	232·47	4300·84	5476	405224	8·602	4 198
75	235·61	4417·86	5625	421875	8·660	4·217
76	238·76	4536·45	5776	438976	8·717	4·235
77	241·90	4656·62	5929	456533	8·744	4·254
78	245·04	4778·36	6084	474552	8·831	4·272
79	248·18	4901·66	6241	493039	8·888	4·290
80	251·32	5026·54	6400	512000	8·944	4·308
81	254·46	5153·00	6561	531441	9·000	4·326

n	n π	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
82	257·61	5281·01	6724	551368	9·055	4·344
83	260·75	5410·59	6889	571787	9·110	4·362
84	263·89	5541·77	7056	592704	9·165	4·379
85	267·03	5674·50	7225	614125	9·219	4·396
86	270·17	5808·80	7396	636056	9·273	4·414
87	273·31	5944·67	7569	658503	9·327	4·431
88	276·46	6082·11	7744	681472	9·380	4·447
89	279·60	6221·13	7921	704969	9·433	4·461
90	282·74	6361·72	8100	729000	9·486	4·481
91	285·88	6503·87	8281	753571	9·539	4·497
92	289·02	6647·61	8464	778688	9·591	4·514
93	292·16	6792·90	8649	804357	9·643	4·530
94	295·31	6939·78	8836	830584	9·695	4·546
95	298·45	7088·21	9025	857375	9·746	4·562
96	301·59	7238·23	9216	884736	9·797	4·578
97	304·73	7389·81	9409	912673	9·848	4·594
98	307·87	7542·96	9604	941192	9·899	4·610
99	311·01	7697·68	9801	970299	9·949	4·626
100	314·15	7853·97	10000	1000000	10·000	4·641

398.

Länge der Kreisbögen für den Radius 1.

Grade.	Länge.	Grade.	Länge.	Grade.	Länge.	Grade.	Länge.	Grade.	Länge.
1	0·01745	21	0·36652	41	0·71558	61	1·06465	81	1·41372
2	0·03491	22	0·38397	42	0·73304	62	1·08210	82	1·43117
3	0·05236	23	0·40143	43	0·75049	63	1·09956	83	1·44862
4	0·06981	24	0·41888	44	0·76794	64	1·11701	84	1·46608
5	0·08726	25	0·43633	45	0·78540	65	1·13446	85	1·48353
6	0·10472	26	0·45379	46	0·80285	66	1·15191	86	1·50098
7	0·12217	27	0·47124	47	0·82030	67	1·16937	87	1·51844
8	0·13963	28	0·48869	48	0·83776	68	1·18682	88	1·53589
9	0·15708	29	0·50615	49	0·85521	69	1·20428	89	1·55334
10	0·17453	30	0·52360	50	0·87266	70	1·22173	90	1·57079
11	0·19198	31	0·54105	51	0·89012	71	1·23918	100	1·74533
12	0·20944	32	0·55851	52	0·90757	72	1·25664	110	1·91986
13	0·22689	33	0·57596	53	0·92502	73	1·27409	120	2·09439
14	0·24434	34	0·59341	54	0·94248	74	1·29154	130	2·26893
15	0·26180	35	0·61087	55	0·95993	75	1·30899	140	2·44346
16	0·27925	36	0·62832	56	0·97738	76	1·32645	150	2·61799
17	0·29670	37	0·64577	57	0·99484	77	1·34390	160	2·79253
18	0·31416	38	0·66323	58	1·01229	78	1·36136	170	2·96706
19	0·33161	39	0·68068	59	1·02974	79	1·37881	180	3·14159
20	0·34907	40	0·69813	60	1·04719	80	1·39626	360	6·28319

399.

Tabelle der trigonometrischen Linien.

Grad.	Sinus.	Cosinus.	Tangente.	Catangente.	Grad.
1	0·0175	0·9998	0·0175	57·2899	89
2	0·0349	0·9994	0·0349	28·6363	88
3	0·0523	0·9986	0·0524	19·0811	87
4	0·0698	0·9976	0·0699	14·3007	86
5	0·0872	0·9962	0·0875	11·4301	85
6	0·1045	0·9945	0·1051	9·5144	84
7	0·1219	0·9925	0·1228	8·1443	83
8	0·1392	0·9903	0·1405	7·1154	82
9	0·1564	0·9877	0·1584	6·3138	81
10	0·1736	0·9848	0·1763	5·6713	80
11	0·1908	0·9816	0·1944	5·1446	79
12	0·2079	0·9781	0·2126	4·7046	78
13	0·2250	0·9744	0·2309	4·3315	77
14	0·2419	0·9703	0·2493	4·0108	76
15	0·2588	0·9659	0·2679	3·7321	75
16	0·2756	0·9613	0·2867	3·4874	74
17	0·2924	0·9563	0·3057	3·2709	73
18	0·3090	0·9511	0·3249	3·0777	72
19	0·3256	0·9455	0·3443	2·9042	71
20	0·3420	0·9397	0·3640	2·7475	70
21	0·3584	0·9336	0·3839	2·6051	69
22	0·3746	0·9272	0·4040	2·4751	68
23	0·3907	0·9205	0·4245	2·3559	67
24	0·4067	0·9135	0·4452	2·2460	66
25	0·4226	0·9063	0·4663	2·1445	65
26	0·4384	0·8988	0·4877	2·0503	64
27	0·4540	0·8910	0·5095	1·9626	63
28	0·4695	0·8829	0·5317	1·8807	62
29	0·4848	0·8746	0·5543	1·8040	61
30	0·5000	0·8660	0·5774	1·7321	60
31	0·5150	0·8572	0·6009	1·6643	59
32	0·5299	0·8480	0·6249	1·6003	58
33	0·5446	0·8387	0·6494	1·5399	57
34	0·5592	0·8290	0·6745	1·4826	56
35	0·5736	0·8192	0·7002	1·4281	55
36	0·5878	0·8090	0·7265	1·3764	54
37	0·6018	0·7986	0·7536	1·3270	53
38	0·6157	0·7880	0·7813	1·2799	52
39	0·6293	0·7771	0·8098	1·2349	51
40	0·6428	0·7660	0·8391	1·1918	50
41	0·6560	0·7547	0·8693	1·1504	49
42	0·6691	0·7431	0·9004	1·1106	48
43	0·6820	0·7314	0·9325	1·0724	47
44	0·6947	0·7193	0·9657	1·9355	46
45	0·7071	0·7071	1·0000	1·0000	45
Grad.	Cosinus.	Sinus.	Catangente.	Tangente.	Grad.

400.

Tabelle der gemeinen Logarithmen aller Zahlen von 1 bis 100.

Zahl.	Logarith.	Zahl.	Logarith.	Zahl.	Logarith.	Zahl.	Logarith.
1	0000000	26	4149733	51	7075702	76	8808136
2	3010300	27	4313638	52	7160033	77	8864907
3	4771213	28	4471580	53	7242759	78	8920946
4	6020600	29	4623980	54	7323938	79	8976271
5	6989700	30	4771213	55	7403627	80	9030900
6	7781513	31	4913617	56	7481880	81	9084850
7	8450980	32	5051500	57	7558749	82	9138139
8	9030900	33	5185139	58	7634280	83	9190781
9	9542425	34	5314789	59	7708520	84	9242793
10	0000000	35	5440680	60	7781513	85	9294189
11	0413927	36	5563025	61	7853298	86	9344985
12	0791812	37	5682017	62	7923917	87	9395193
13	1139434	38	5797836	63	7993405	88	9444827
14	1461280	39	5910646	64	8061800	89	9493900
15	1760913	40	6020600	65	8129134	90	9542425
16	2041200	41	6127839	66	8195439	91	9590414
17	2304489	42	6232493	67	8260748	92	9637878
18	2552725	43	6334685	68	8325089	93	9684829
19	2787536	44	6434527	69	8388491	94	9731279
20	3010300	45	6532125	70	8450980	95	9777236
21	3222193	46	6627578	71	8512583	96	9822712
22	3424227	47	6720979	72	8573325	97	9867717
23	3617278	48	6812412	73	8633229	98	9912261
24	3802112	49	6901961	74	8692317	99	9956352
25	3979400	50	6989700	75	8750613	100	0000000

401.

Metallmischungen.

Benennung der Legirung.	Verwendbarkeit oder Eigenschaft derselben.	100 Gewichtstheile enthalten:					
		Kupfer.	Zink.	Blei.	Zinn.	Nickel.	Eisen.
Messing . . .	dehnbar, hämmerbar, für Draht und Blech . .	70	30	—	—	—	—
Stollberger Messing	lässt sich gut dehnen	64·8	32·8	2	0·4	—	—
Bristol-Messing .	blassgelb . . .	$66\frac{2}{3}$	$33\frac{1}{3}$	—	—	—	—
Mosaisches Gold .	. . . . .	65·4	34·6	—	—	—	—
Messing von Hägermühle . . .	. . . . .	84·5	15·4	—	—	—	—
Tomback oder Rothguss . . .	. . . . .	83·4 bis 91·0	16·6 bis 9·0	—	—	—	—
Bath-Metall . . .	. . . . .	78	22	—	—	—	—
Platin von Birmingham	weiss, für Knöpfe	61·6	38·4	—	—	—	—
Schlag- od. Hartloth	für Kupfer . .	88·9	11·1	—	—	—	—
Schlagloth . . .	für Messing . .	66·6	33·3	—	—	—	—
Schnellloth . . .	für Messing . .	—	—	83·4 bis 85·7	16·6 bis 14·3	—	—
Glockenmetall . .	für grosse Glocken	80	—	—	20	—	—
Englische Glockenspeise	. . . . .	80	5·7	4·3	10	—	—
Metall	für Uhrschellen	75	—	—	25	—	—
Metall d'Alger . .	für Tischklingeln	5	—	—	95	—	—
Metall zu	Bildsäulen . .	77	—	—	23	—	—
„ „	„ . .	82·5	10·3	3·15	4·10	—	—
„ „	„ . .	91·2	5·57	1·43	1·78	—	—
„ „	„ . .	91·3	6·09	1·61	1·00	—	—
„ „	„ . .	91·7	4·93	1·07	2·32	—	—
„ „	Medaillen . .	91	—	—	9	—	—
„ „	„ . .	85	3	2	12	—	—

Benennung der Legirung.	Verwendbarkeit oder Eigenschaft derselben.	100 Gewichtstheile enthalten:					
		Kupfer.	Zink.	Blei.	Zinn.	Nickel.	Eisen.
Kanonen-Metall .	. . . . .	91	—	—	9	—	—
„ „ .	französisches .	90	—	—	10	—	—
Spiegel-Metall .	. . . . .	67	—	—	33	—	—
Argentan . . .	dem Silber ähnlich	53	29	—	—	18	—
„ . . .	„ „ „	53	25	—	—	22	—
„ . . .	leicht löthbar	57	20	3	—	20	—
„ . . .	in der Luft beständig . .	50	25	—	—	25	—
„ . . .	für Blechwaaren	60	20	—	—	20	—
„ . . .	für Gusswaaren	54	25	3	—	18	—
Packfong der Chinesen	. . . . .	40	25·4	—	—	31·6	2·6
		Kupfer.	Messing.	Blei.	Zinn.	Antimonium.	Wissmuth.
Britannia-Metall .	zu Geschirren	—	25	—	25	25	25
Englisch Pewter .	. . . . .	3·54	—	—	88·5	7·06	0·89
Plate Pewter . .	. . . . .	1·79	—	—	89·3	7·14	1·79
Ley „ . .	. . . . .	—	—	20	80	—	—
Queen's Metall .	. . . . .	—	—	8·33	75	8·33	8·33
Buchdruckerlettern	. . . . .	—	—	77·0	—	15·4	7·7
Stereotypen-Metall	. . . . .	—	—	69·0	13·8	13·8	6·9
Notendruck-Metall	. . . . .	—	—	—	50	50	—
Mischungen zu	Lagerschalen	—	—	75	—	25	—
„ „	„	2	—	—	80	18	—
„ „	„	22·2	—	—	33·3	44·4	—
„ „	„	5·5	—	—	83·3	11·1	—
„ „	„	13·3	—	—	73·3	13·3	—
Amalgame.		Quecksilber.	Gold.	Silber.	Zinn.	Zink.	
Amalgam . . .	zum Vergolden	91	9	—	—	—	—
„ . . .	„ „	89	11	—	—	—	—
„ . . .	„ Versilbern	85	—	15	—	—	—
„ . . .	„ Belegen d. Spgl.	30	—	—	70	—	—

402.

Spezifische Gewichte der Körper.

Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht.	Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht.
Platina, gewalzt . . .	22·669	Braunkohle	1·200
Gold, geschmolzen . .	19·258	Ziegel, gebrannte . .	1·812
Silber	10·474	Sand, gemeiner, trocken	1·638
„ gehämmert . . .	10·511	Erde, lehmige, festgestossene, frische . .	2·060
Quecksilber bei 0° . .	13·598	Erde, trockene . . .	1·930
Kupfer, gehämmert . .	9·000	Feste Gartenerde, frische	2·050
„ gegossen . . .	8·788	„ „ trockene	1·630
Blei, geschmolzen . .	11·352	„ „ „	
Zinn	7·291	magere	1·338
Zink, geschmolzen . .	7·037	Mauer mit Kalkmörtel	
Wismuth	9·832	von Ziegelsteinen:	
Gusseisen	7·207	frisch	1·627
Schmiedeisen	7·788	trocken	1·532
Stahl, gehärtet	7·816	Mauer von Bruchsteinen	
Gussstahl	7·919	(Kalkstein):	
Messing	8·200	frische	2·460
Kanonenmetall	8·788	trockene	2·400
Argentan	8·563	Mauer von Sandsteinen:	
Kalkstein, dichter . . .	2·450	frische	2·100
Alabaster	2·611	trockene	2·000
Kreide	2·700	Glas von Bouteillen . .	2·811
Gyps, gegossen und ausgetrocknet	0·973	Fensterglas	2·642
Quarz	2·624	Krystallglas	2·892
Sandstein	2·350	Spiegelglas	2·465
Thonschiefer	2·670	Flintglas	3·329
Basalt	2·662	Porzellan	2·319
Granit	2·801	Holz, Holzfaser oder eigentliche Holzsubstanz	1·500
Steinkohle (Schwarzkohle)	1·825		

Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht.	Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht.
Holz, lufttrocken von		Bier, untergähriges . .	1·006
Ahorn	0·645	Wein	0·975
Apfelbaum	0·733	Milch	1·030
Birke	0·738	Oele: Leinöl	0·940
Birnbaum	0·732	Olivenöl . . .	0·915
Buche	0·590	Rüböl, gutes . .	0·914
Buxbaum	0·942	Mohnöl	0·929
Ebenholz, grünes . .	1·210	Salzsäure, flüssige	
„ schwarzes .	1·187	von 39·675 % Chlorge-	
Edeltanne, pin. abies .	0·555	halt . .	1·200
„ frisch gefällt	0·894	„ 35·310 „ Chlorghlt.	1·180
Eichenholz, Sommereiche	0·693	„ 29·757 „ „	1·152
Erle	0·500	„ 23·855 „ „	1·120
Esche	0·670	„ 17·854 „ „	1·090
Weissbuche	0·769	Salpetersäure, bei einem	
Kiefer, pin. silv. . . .	0·550	Gehalte an wasserfreier	
„ frisch gefällt .	0·912	Salpetersäure	
Kork	0·240	von 97·7 %	1·500
Lerche	0·563	„ 73·3 „	1·479
Linde	0·499	„ 59·8 „	1·419
Mahagony	0·754	„ 45·4 „	1·332
Nussbaum	0·660	„ 30·3 „	1·221
Pappel, gemeine . . .	0·387	„ 26·3 „	1·190
Pockholz	1·263	Schwefelsäure, concen-	
Rothtanne	0·472	trirte	1·850
Saalweide	0·529	Absoluter Alkohol	
Zucker, weisser . . .	1·606	von 35°	0·959
Gerste	1·278	„ 10°	0·965
Waizen	1·346	Meerwasser	1·027
Eis	0·916	Wasser bei 15° . . .	1·000

403.

Gewichte der Metallbleche.

Blechdicke in Millimet.	*Gewicht in Kilg. von einem Quadratmetre.*					
	Eisen-Blech.	Kupfer-Blech.	Messing-Blech.	Blei-Blech.	Zink-Blech.	Silber-Blech.
1	7·788	8·788	8·508	11·3523	6·8610	10·4743
2	15·576	17·576	17·016	22·7046	13·7220	20·9486
3	23·364	26·364	25·524	34·0569	20·5830	31·4229
4	31·152	35·152	34·032	45·4192	27·4440	41·8972
5	38·940	43·940	42·540	56·7615	34·3050	52·3715
6	46·728	52·728	51·048	68·1138	41·1660	62·8158
7	54·516	61·516	59·556	79·4661	48·0270	73·3201
8	62·304	70·304	68·064	90·8184	54·8880	83·7944
9	70·092	79·092	76·572	102·1707	61·7490	94·2687
10	77·880	87·880	85·080	113·523	68·610	104·743
11	85·668	96·668	93·588	124·875	75·471	115·217
12	93·456	105·456	102·096	136·227	82·332	125·691
13	101·244	114·244	110·604	147·579	89·193	136·165
14	109·032	123·032	119·112	158·931	96·054	146·639
15	116·820	131·820	127·620	170·283	102·915	157·113
16	124·608	140·608	136·128	181·635	109·776	167·587
17	132·396	149·396	144·636	192·987	116·637	178·061
18	140·184	158·184	153·144	204·339	123·498	188·535
19	147·972	166·972	161·652	215·691	130·359	199·009
20	155·760	175·760	170·160	227·043	137·220	209·483
21	163·548	184·548	178·668	238·395	144·081	219·957
22	171·336	193·336	187·176	249·747	150·942	230·431
23	179·124	202·124	195·684	261·099	157·803	240·905
24	186·912	210·912	204·192	272·451	164·664	251·379
25	194·700	219·700	212·700	283·803	171·525	261·853

Die erste horizontale Zahlenreihe gibt auch die specifischen Gewichte, welche bei der Berechnung dieser Tabelle zu Grunde gelegt wurden.

404.

Metalldicke und Gewicht gusseiserner Röhren für Wasser- und Gasleitungen.

Innerer Durchmesser in Centimetres.	Wanddicke in Centimetres.	Gewicht von 1 laufenden Metre in Kilg.	Innerer Durchmesser in Centimetres.	Wanddike in Centimetres.	Gewicht von 1 laufenden Metre in Kilg.	Innerer Durchmesser in Centimetres.	Wanddicke in Centimetres.	Gewicht von 1 laufenden Metre in Kilg.
5	1 035	14·46	35	1·245	102·18	65	1·455	218·95
6	1·042	16 61	36	1·252	105·60	66	1·462	223·34
7	1·049	19·12	37	1·259	109·11	67	1·469	227·67
8	1·056	21·01	38	1·266	112·57	68	1·476	232·21
9	1·063	24·22	39	1·273	116·10	69	1·483	236·68
10	1·070	26 82	40	1·280	119·64	70	1·490	241·22
11	1·077	29·45	41	1·287	123·24	71	1·497	245·76
12	1·084	32·11	42	1·294	126·84	72	1·504	250·30
13	1·091	34·81	43	1·301	130·52	73	1·511	254·91
14	1·098	37·53	44	1·308	134·12	74	1·518	259·52
15	1·105	40·29	45	1·315	137·94	75	1·525	264·21
16	1·112	43·08	46	1·322	141·69	76	1·532	268·89
17	1·119	45·91	47	1·329	145·37	77	1·539	273·65
18	1·126	48·76	48	1·336	149·18	78	1·546	278·40
19	1·133	51·65	49	1·343	153·08	79	1·553	283·24
20	1·140	54·56	50	1·350	156·97	80	1·560	288·06
21	1·147	57·52	51	1·357	160·86	81	1·567	292·96
22	1·154	60·50	52	1·364	164·82	82	1·574	297·87
23	1·161	63·51	53	1·371	168·79	83	1·581	302·84
24	1·168	66·56	54	1·378	172·82	84	1·588	307·81
25	1·175	69·63	55	1·385	176·79	85	1·595	312·71
26	1·182	72·57	56	1·392	180·90	86	1·602	317·76
27	1·189	75 89	57	1 399	185 00	87	1·609	322·80
28	1·196	79·06	58	1·406	189 11	88	1·616	327·92
29	1·203	82·27	59	1·413	193·29	89	1·623	332·96
30	1 210	85·50	60	1·420	197·47	90	1·630	338·22
31	1·217	88·78	61	1·427	201·65	91	1·637	343·34
32	1·224	92·09	62	1·434	205·98	92	1·644	348·60
33	1·231	95·41	63	1·441	210·23	93	1·651	353·86
34	1·238	98·78	64	1·448	214·62	94	1·658	359·05

Tabelle der Gewichte der Muttern, Köpfe und Bolzen scharfkantiger Schrauben.

Durchmesser der Bolzen in Centm.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes. Quadratbolzenkopf. □	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes. Runder Bolzenkopf. ○	Gewicht von 1 Centimetre Bolzen.	Durchmesser der Bolzen in Centm.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes. Quadratbolzenkopf. □	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes. Runder Bolzenkopf. ○	Gewicht von 1 Centimetre Bolzen.	Durchmesser der Bolzen in Centm.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes. Quadratbolzenkopf. □	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes. Runder Bolzenkopf. ○	Gewicht von 1 Centimetre Bolzen.
1	0·0538	0·0494	0·0061	2·7	0·5974	0·5484	0·0458	4·4	2·516	2·310	0·1184
1·1	0·0722	0·0674	0·0074	2·8	0·6692	0·6130	0·0479	4·5	2·680	2·455	0·1238
1·2	0·0924	0·0896	0 0088	2·9	0·7586	0·6884	0·0512	4·6	2·859	2·618	0·1294
1·3	0·1136	0·1046	0·0103	3·0	0·8762	0·8073	0·0550	4·7	3·031	2·780	0·1351
1·4	0·1364	0·1260	0·0119	3·1	0·9500	0·8800	0·0588	4 8	3·222	2·955	0·1409
1·5	0·1590	0·1480	0·0137	3·2	1·045	0·9620	0·0626	4·9	3·410	3·138	0·1468
1·6	0·1822	0·1690	0·0156	3·3	1·138	1·049	0·0666	5·0	3·623	3·338	0·1529
1·7	0·2082	0·1928	0·0176	3·4	1·239	1·140	0·0707	5·1	3·831	3·530	0·1592
1·8	0·2360	0·2178	0·0198	3·5	1·342	1·230	0·0749	5·2	4·053	3·725	0·1653
1·9	0·2658	0·2450	0·0220	3·6	1·452	1·330	0·0793	5·3	4·284	3·940	0·1718
2·0	0·2972	0·2732	0·0244	3·7	1·552	1·435	0·0837	5·4	4·530	4·160	0·1784
2·1	0·3284	0·3036	0·0269	3·8	1·674	1·540	0·0883	5·5	4·778	4·390	0·1850
2·2	0·3620	0·3350	0·0296	3·9	1·809	1·658	0·0930	5·6	5·031	4·615	0·1918
2·3	0·4000	0·3700	0 0324	4·0	1·939	1·786	0·0978	5·7	5·298	4·869	0·1987
2·4	0·4420	0·4080	0·0351	4·1	2·074	1·902	0·1028	5·8	5·548	5·100	0·2057
2·5	0·4850	0·4500	0·0382	4·2	2·216	2·031	0·1079	5·9	5·810	5·350	0·2129
2·6	0·5360	0·4946	0 0413	4·3	2·362	2·170	0·1160	6·0	6·082	5·604	0·2201

406.

Gewichte der Kupplungen.

Nr. der Kupplungen.	Gewicht der Hülse. Kilg.	Gewicht des Kopfes. Kilg.	Nr. der Kupplungen.	Gewicht der Hülse. Kilg.	Gewicht des Kopfes. Kilg.
I	1·8	0·8	XI	94·8	59·2
II	2·5	1·2	XII	135·5	85·1
III	4·0	2·0	XIII	184·8	116
IV	6·5	2·8	XIV	213·2	143
V	9·6	5·4	XV	284·3	178
VI	14·3	8·6	XVI	360	229
VII	20·1	12·1	XVII	452	316
VIII	26·8	16·4	VXIII	562	392
IX	40·0	24·9	XIX	685	481
X	63·2	39·6			

Diese Gewichte beziehen sich auf die Kupplungen, von welchen in Nr. 76 die Dimensionen angegeben sind.

407.

Gewichte der Zapfenlager.

Nr. des Lagers.	Gewicht des Lagers ohne Platte.	Gewicht der Lagerplatte.	Gewicht der Schalen.	Gewicht der Schrauben.	Summe der Gewichte.	Nr. des Lagers	Gewicht des Lagers ohne Platte.	Gewicht der Lagerplatte.	Gewicht der Schalen.	Gewicht der Schrauben.	Summe der Gewichte.
	Klg.	Klg.	Klg.	Klg.	Kig.		Klg.	Klg.	Klg.	Klg.	Klg.
I	1·11	0·70	0·36 0·40	0·34	2·51 2·55	IX	30·62	20·40	5·30 6·90	4·85	62·17 62·77
II	1·58	1·10	0·40 0·48	0·40	3·48 3·56	X	49·25	32·40	8·28 10·10	7·90	97·83 99·65
III	2·59	1·66	0·53 0·65	0·60	5·38 5·50	XI	68·06	41·40	12.00 13·90	11·95	133·41 135·31
IV	4·44	2·86	0·85 1·09	0·93	9·08 9·32	XII	107·1	67·40	16·40 19·28	17.00	207·89 210·77
V	6·97	5·10	1·33 1·60	1·30	14·70 14·97	XIII	147·0	92·50	22·50 26·10	23·48	285·48 289·1
VI	10·40	7·50	2·00 2·43	1·82	21·72 22·15	XIV	171·4	107	30.00	27·2	335·6
						XV	225·4	142	39.00	34·8	441·2
VII	14·59	10·40	2·85 3·40	2·48	30·32 30·87	XVI	292·6	185	49·80	43·8	571·2
						XVII	368·5	231	61·80	54·6	722·9
VIII	20·12	13·90	4·00 4·64	3·30	41·32 41·96	XVIII	460·5	285	76.00	68·2	889·7
						XIX	562·1	354	93.00	83.0	1092

Die Schrauben, mit welchen die Lagerplatten gegen die Fundamente geschraubt werden, sind nicht mitgerechnet. Die Gewichte beziehen sich auf die Lager, von welchen in Nr. 78 die Abmessungen angegeben sind.

408.

Gewichte der Triebrollen.

$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$
3	0·177	4	0·188	5	0·198	6	0·211	7	0·224	8	0·237
3·1	0·177	4·1	0·189	5·1	0·200	6·1	0·212	7·1	0·225	8·1	0·238
3·2	0·178	4·2	0·191	5·2	0·201	6·2	0·213	7·2	0·226	8·2	0·240
3·3	0·180	4·3	0·192	5·3	0·202	6·3	0·215	7·3	0·228	8·3	0·241
3·4	0·181	4·4	0·192	5·4	0·204	6·4	0·216	7·4	0·229	8·4	0·242
3·5	0·182	4·5	0·193	5·5	0·204	6·5	0·217	7·5	0·231	8·5	0·244
3·6	0·184	4·6	0·194	5·6	0·205	6·6	0·219	7·6	0·232	8·6	0·245
3·7	0·184	4·7	0·196	5·7	0·207	6·7	0·220	7·7	0·233	8·7	0·246
3·8	0·186	4·8	0·197	5·8	0·208	6·8	0·221	7·8	0·234	8·8	0·248
3·9	0·186	4·9	0·198	5·9	0·209	6·9	0·222	7·9	0·236	8·9	0·249

409.

Gewichte der Triebrollen.

$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$
1	0·0035	2	0·0108	3	0·0213	4	0·0348	5	0·0499	6	0·0684
1·1	0·0036	2·1	0·0120	3·1	0 0228	4·1	0·0366	5·1	0·0516	6·1	0·0696
1·2	0·0042	2·2	0·0126	3·2	0·0240	4·2	0·0384	5·2	0·0533	6·2	0·0720
1·3	0·0048	2·3	0·0132	3·3	0·0252	4·3	0·0396	5·3	0·0549	6·3	0·0744
1·4	0·0060	2·4	0·0144	3·4	0·0261	4·4	0·0408	5·4	0·0564	6·4	0·0772
1·5	0·0066	2·5	0·0156	3·5	0·0276	4·5	0·0426	5·5	0·0588	6·5	0·0785
1·6	0·0072	2·6	0·0168	3·6	0·0294	4·6	0·0438	5·6	0·0604	6·6	0·0804
1·7	0·0084	2·7	0·0180	3·7	0·0305	4·7	0·0456	5·7	0·0624	6·7	0·0828
1·8	0·0087	2·8	0·0186	3·8	0·0324	4·8	0·0468	5·8	0·0642	6·8	0·0852
1·9	0 0096	2·9	0·0204	3·9	0·0336	4·9	0·0486	5·9	0·0660	6·9	0·0876

G das Gewicht einer Rolle in Kilg.
d der Durchmesser der Welle in Centm.
b die Breite der Rolle „ „
R Halbmesser der Rolle „ „

410.

Gewichte der Zahnräder.

$$\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$$

$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$
3	0·196	4	0·213	5	0·233	6	0·254	7	0·278	8	0·300
3·1	0·197	4·1	0·216	5·1	0·236	6·1	0·257	7·1	0·280	8·1	0·302
3·2	0·198	4·2	0·217	5·2	0·237	6·2	0·260	7·2	0·283	8·2	0·305
3·3	0·201	4·3	0·220	5·3	0·240	6·3	0·261	7·3	0·285	8·3	0·308
3·4	0·202	4·4	0·221	5·4	0·243	6·4	0·264	7·4	0·287	8·4	0·309
3·5	0·205	4·5	0·224	5·5	0·244	6·5	0·265	7·5	0·289	8·5	0·312
3·6	0·207	4·6	0·225	5·6	0·247	6·6	0·268	7·6	0·291	8·6	0·315
3·7	0·208	4·7	0·226	5·7	0·248	6·7	0·271	7·7	0·293	8·7	0·317
3·8	0·209	4·8	0·229	5·8	0·251	6·8	0·273	7·8	0·296	8·8	0·320
3·9	0·212	4·9	0·230	5·9	0·252	6·9	0·276	7·9	0·298	8·9	0·321

411.

Gewichte der Zahnräder.

$$\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$$

$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$
2	0·038	3	0·063	4	0·091	5	0·121	6	0·154	7	0·191
2·1	0·041	3·1	0·065	4·1	0·093	5·1	0·124	6·1	0·158	7·1	0·195
2·2	0·043	3·2	0·069	4·2	0·096	5·2	0·128	6·2	0·161	7·2	0·198
2·3	0·046	3·3	0·071	4·3	0·099	5·3	0·132	6·3	0·165	7·3	0·202
2·4	0·047	3·4	0·074	4·4	0·101	5·4	0·133	6·4	0·169	7·4	0·206
2·5	0·050	3·5	0·076	4·5	0·105	5·5	0·137	6·5	0·172	7·5	0·209
2·6	0·053	3·6	0·080	4·6	0·108	5·6	0·140	6·6	0·175	7·6	0·212
2·7	0·056	3·7	0·082	4·7	0·111	5·7	0·144	6·7	0·180	7·7	0·217
2·8	0·058	3·8	0·085	4·8	0·114	5·8	0·148	6·8	0·183	7·8	0·221
2·9	0·060	3·9	0·088	4·9	0·117	5·9	0·151	6·9	0·186	7·9	0·225

R Halbmesser des Rades in Centm.
β Zahnbreite „ „ „ „
d Durchmesser der Welle „ „
G Gewicht des Rades „ Kilg.

Preise der Maschinen.

Die Maschinen und Apparate werden gegenwärtig von den Maschinenfabrikanten ungefähr zu folgenden Preisen verkauft.

Alle Preise sind in französischen Francs angegeben.

412.

Eisen- und Gelbguss.

(Die Modelle nicht mitgerechnet.)

Sandguss.

Stücke von	0·25	bis	0·5	Kilg.	Gewicht	.	per	1	Kilg.	0·84 Francs.
„ „	0·5	„	3	„	„	.	„	1	„	0·63 „
„ „	4	„	6	„	„	.	„	1	„	0·49 „
„ „	6	„	20	„	„	.	„	1	„	0·42 „
Gewichtige, jedoch leicht zu formende Maschinentheile							„	1	„	0·39 „
Gewöhnlicher Kastenguss							„	1	„	0·35 „
Platten auf dem Herd gegossen, bis 500 Kilg.							„	1	„	0·33 „
„ „ „ „	über 500						„	1	„	0·32 „
Lehmguss, bis 50 Kilg. Gewicht							„	1	„	0·51 „
Messingguss							„	1	„	3·5 „
Kanonenmetallguss							„	1	„	4·2 „

413.

Einzelne Bestandtheile zu Maschinen und Apparaten.

Hanfseile	per	1	Kilg.	1.14 Francs.
Drahtseile	„	1	„	1·43 „
Ketten	„	1	„	0·70 „
Gusseiserne Röhren für Wasser- und Gasleitungen: a) mit Muttern	„	1	„	0·35 „
b) „ Flantschen	„	1	„	0·56 „
Schmiedeiserne gelöthete Röhren	„	1	„	2·4 „
Schmiedeiserne geschweisste Röhren	„	1	„	3·0 „
Kupferne gezogene Röhren	„	1	„	5·2 „

Messingene gezogene Röhren	per 1 Kilg.	5·3	Francs.
Bleiröhren	„ 1 „	0·65	„
Gefässe aus Eisenblech zusammengeniethet . .	„ 1 „	1·2	„
Kupferne Pfannen	„ 1 „	4·2 bis 5·6	„
Gusseiserne Gefässe	„ 1 „	0·4	„
Hahnen und Ventile von Messing	„ 1 „	5·6	„
„ „ „ „ Gusseisen	„ 1 „	3·2	„
Schrauben zur Verbindung metallener Theile .	„ 1 „	2·5	„
Schraubenspindeln für Pressen, etc.	„ 1 „	3·0	„
Schmiedeiserne Kurbeln, Hebel, Schubstangen	„ 1 „	2·5	„

414.

Triebwerke.

Wellen und Kupplungen: Preis per 1 Kilg., wenn der Durchmesser der Welle ist:

	Centimetres 3 bis 6	6 bis 9	9 bis 16	16 bis 24	
1) von Schmiedeisen, ganz abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst .	1·7	1·5	1·3	1·2	Fr.
2) von Schmiedeisen, nur in den Lagern abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	1·4	1·3	1·1	1·0	„
3) von Gusseisen, ganz abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst . .	—	—	0·9	0·8	„
4) von Gusseisen, nur in den Lagern abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	—	—	0·7	0·6	„

Räder, Rollen, Lager: Preis per 1 Kilg., wenn das Gewicht des Gegenstandes ist:

	Kilogrammes 5 bis 10	10 bis 30	30 bis 100	über 100	
Räder von Gusseisen, ganz abgedreht, ausgebohrt, ausgefeilt	3	2	1·5	1	Fr.
Räder von Gusseisen, nur abgedreht und ausgebohrt	1·5	1·4	1·2	0·9	„
Räder von Gusseisen, nur ausgebohrt	1	0·9	0·8	0·7	„

	Kilogrammes 5 bis 10	10 bis 30	30 bis 100	über 100	
Rollen von Gusseisen, abgedreht, ausgebohrt	1·4	1·3	1·2	1	Fr.
Rollen von Gusseisen, nur ausgebohrt	1	0·9	0·8	0·7	„
Gusseiserne Lager mit Messingschalen	1·7	1·5	1·3	1·1	„

Mauerplatten und Lagerstühle . . . . per 1 Kilg. 0·6 bis 1·2 Francs.

Messingene ausgebohrte und abgedrehte Lagerbüchsen	„	1 „	5 „
Wellenzapfen von Gusseisen, abgedreht	„	1 „	0·6 „
„ „ Schmiedeisen, abgedreht	„	1 „	1 „
Stahlzapfen, gehärtet, abgedreht	„	1 „	12 „
Schwungräder, zusammengepasst und ausgebohrt	„	1 „	0·6 „

415.

Preise der Wasserräder.

	Preis per 1 Pferdekraft. *Nutzeffect:* Das Rad ohne Gerinne, ohne Einlauf, Francs.	Das Rad mit Einlauf, mit Gerinne, Francs.
A. Hölzerne Räder.		
Kleine hölzerne Schaufelräder, mit sorgfältigen Verbindungen	100 bis 160	130 bis 200
Grössere hölzerne Schaufelräder; Zahnkranz, Rosetten, Ringzapfen von Gusseisen	130 „ 200	160 „ 250
Kleine hölzerne oberschlächtige Räder	50 „ 80	70 „ 100
Grosse hölzerne oberschlächtige Räder; Zahnkranz, Rosetten, Wellbaum von Holz	260 „ 400	300 „ 450
B. Eiserne Räder.		
Schaufelräder. Die Schaufeln und der Radboden von Holz, alles Uebrige von Eisen	200 „ 320	300 „ 400
Rückschlächtige Räder. Die Zellen von Holz, alles Uebrige von Eisen	200 „ 330	300 „ 430
Eiserne oberschlächtige Räder mit Blechschaufeln	300 „ 500	400 „ 550
Eiserne Ponceleträder mit Blechschaufeln	260 „ 400	330 „ 500

Die Preise einzelner Theile eines eisernen Wasserrades sind:

Gusseiserne Kränze, Rosetten, Wellbäume	per 1 Kilg.	0·6 bis 0·8	Fr.	
Schmiedeiserne Stangen und Schrauben	„ 1 „	1 „	1·3	„
Blechschaufeln	„ 1 „	1·2 „	1·7	„

Preise der Turbinen.

Gefälle.	Nutzeffect der Turbine in Pferdekräften.									
	2	4	6	8	10	12	15	20	30	40
Metre.										
0·50	4600	5528	6456	7384	8312	9240	10632	12496	16200	—
0·80	4471	5291	6110	6928	7746	8564	9791	11336	14280	—
1·00	4385	5121	5867	6613	7358	8002	9118	10590	13000	14000
1·50	4170	4730	5290	5850	6410	6670	7810	8586	9800	11700
2·00	4084	4630	5176	5722	6268	6814	7633	8400	9614	11496
2·50	3998	4530	5062	5594	6126	6658	7456	8216	9438	11228
3·00	3912	4430	4948	5466	5984	6502	7279	8030	9252	11080
4·00	3740	4258	4776	5294	5812	6630	7107	7802	8880	10664
5·00	3568	4058	4548	5038	5528	6018	6753	7432	8518	10248
8·00	3310	3770	4230	4690	5150	5610	6300	7002	8164	9724
10·00	3138	3580	4022	4464	4906	5348	6228	6714	7928	9308
12·00	3052	3484	3916	4348	4212	5212	6860	6570	7840	9100

Dampfmaschinen.

417.

Landmaschinen für Werkstätten und Fabriken.

Bezeichnung des Systems.	Preise der Maschinen per 1 Pferdekraft, bei Maschinen von folgenden Pferdekräften.												
	2	4	6	8	10	12	16	20	30	40	50	60	100
Hochdruckmaschinen *ohne* Expansion, *ohne* Condensation, *ohne* Balancier	1824	1324	1157	1074	1024	990	949	924	891	874	864	857	844
Hochdruckmaschinen *mit* Expansion, *ohne* Condensation, *ohne* Balancier	2340	1591	1341	1200	1140	1090	1029	990	940	916	900	890	870
Mitteldruckmaschinen *mit* Expansion, *mit* Condensation, *mit* Balancier, mit 1 Dampfcylinder	—	—	—	—	—	1600	1413	1308	1158	1083	1038	1008	948
Woolf'sche Mitteldruckmaschinen *mit* Expansion, *mit* Condensation, *mit* Balancier, mit 2 Dampfcylindern	—	—	—	—	—	1915	1655	1500	1291	1187	1125	1083	1000

Preise der Dampfkessel von Eisenblech

(ohne Garnitur).

Pferdekraft des Kessels.	Totale Oberfläche des Kessels.	Länge des Hauptkessels.	Durchmesser des Hauptkessels.	Durchmesser der Siedröhren.	Anzahl der Siedröhren.	Für 2 Atmosph.		Für 3 Atmosph.		Für 4 Atmosph.		Für 5 Atmosph.	
						Gewicht. Kilg.	Preis. Francs.	Gewicht. Kilg.	Preis. Francs.	Gewicht. Kilg.	Preis. Francs.	Gewicht. Kilg.	Preis. Francs.
	Quadratm	Metres.	Metres.	Metres.									
1	4·5	2·4	0·60	—	—	225	270	260	312	295	354	325	400
2	5·6	2·7	0·66	—	—	350	420	400	480	450	540	500	600
4	11·6	3·0	0·69	0·27	2	575	690	660	792	740	888	802	1000
6	15·9	3·6	0·75	0·33	2	925	1110	1060	1272	1195	1434	1325	1600
8	19·8	4·2	0·78	0·36	2	1340	1608	1530	1836	1725	2070	1915	2300
10	22·1	4·5	0·84	0·36	2	1750	2100	2000	2400	2250	2700	2500	3000
12	24·7	4·8	0·90	0·36	2	2100	2520	2400	2880	2700	3240	3000	3600
16	29·7	5·4	0·99	0·39	2	2450	2940	2800	3360	3150	3780	3500	4200
20	32·8	5·7	1·05	0 39	2	2915	3498	3430	4116	3850	4620	4165	5000
25	45·1	6·3	1·11	0·39	3	3100	3720	3550	4260	4000	4800	4415	5300
30	54·6	6·9	1·17	0·45	3	3500	4200	4000	4800	4500	5400	5085	6100
35	60·8	7·5	1·23	0·45	3	4235	5082	4850	5820	5500	6600	6060	7272
40	69·5	8·1	1·29	0·48	3	5000	6000	5700	6840	6450	7740	7165	8600
45	78·9	9·0	1·35	0·48	3	6000	7200	6800	8160	7540	9048	8335	10000
50	97·0	10·5	1·41	0·51	3	6900	8280	7700	9240	8600	10320	9415	11300

Arbeiten in schwerem Eisenblech von 50 bis 250 Kilg.			per 1 Kilg.	1·68 Fr.
„ „ „ „	„ 250 „ 500	„	„ 1 „	1·40 „
„ „ „ „	„ 500 und mehr	„	„ 1 „	1·26 „
Dampfkamine von starkem Eisenblech		„	1 „	1·05 „
Vorstellplatten nebst Ofenthüren		„	1 „	0·56 „
Roststäbe, Rostunterlagen, Tragfüsse von Gusseisen		„	1 „	0·35 „
Sicherheitsventile, Schwimmer		„	1 „	2·22 „

419.

Dampfschiffe für Flüsse und Landseen.

Benennung der Gegenstände.	Gewicht in Kilg. per 1 Pferdekraft.	Preis per 1 Kilg. Gewicht.	Preis per Pferdekraft.
Die Maschine mit Treibapparat .	600	2	1200
Kessel und Kamin	300	1·2	360
Das Schiff von Eisenblech mit Ausrüstung	840	1·0	840
Maschinen, Treibapparat, Kessel, Kamine	900	1·56	1560
Maschinen, Treibapparat, Kessel, Kamin, Schiff	1740	1·38	2400

420.

Krahne von Gusseisen.

Last, welche mit dem Krahn gehoben werden kann.	Gewicht des Krahnes.	Preis per 1 Kilg.	Preis des Krahnes.
Kilg.	Kilg.		
1000	1000	1·20	1200
2000	1500	1·15	1725
3000	2000	1·10	2200
4000	3000	1·05	3150
5000	4500	1·00	4500
6000	5600	0·97	5432
7000	6800	0·96	6528
8000	8000	0·94	7520
10000	9800	0·90	8820
15000	13000	0·85	11050
20000	17000	0·80	13600

421.

Werkzeuge für Maschinenfabriken.

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine.
Drehbank für Holzgestelle, bestehend in Spindelstock mit konischer Rolle, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
von 0·15 Metre Spindelstockhöhe	200	1·5	300
„ 0·18 „ „ „	266	1·5	400
„ 0·21 „ „ „	300	1·5	460
„ 0·24 „ „ „	350	1·5	520
Drehbänke für Holzgestelle, bestehend in Spindelstock mit Räderübersetzungen, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
von 0·27 Metre Spindelstockhöhe	714	1·4	1000
„ 0 30 „ „ „	860	1·4	1200
„ 0·39 „ „ „	1290	1·4	1800
„ 0·45 „ „ „	1714	1·4	2400
„ 0·60 „ „ „	2150	1·4	3000
„ 0·90 „ „ „	2570	1·4	3600
Drehbänke mit gusseisernem abgehobeltem Gestelle, Spindelstock mit konischer Rolle, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
Länge der Bank. Höhe des Spindelstocks.			
1·8 Metre. 0·18 Metre. .	500	1·6	800
2·1 „ 0·21 „ .	600	1·6	940
2·4 „ 0·24 „ .	675	1·6	1080
2 7 „ 0·27 „ .	750	1·6	1200
Drehbänke mit gusseisernem abgehobeltem Gestelle, zum Gewindschneiden und Selbstdrehen eingerichtet, mit Spindelstock und Räderübersetzung, Reitstock, Auflage. Support-fixe, Lunettenstock, zwei Aufspannscheiben, oberer Transmission.			

			Gewicht in Kilg.	Preis per 1 Kilg.	Preis der Maschine.
	Banklänge.	Spindelstückhöhe.			
	1·8	0·21	870	2·3	2000
	2·4	0·24	1040	2·3	2400
	3·0	0·27	1364	2·20	3000
	3·6	0·30	1818	2·20	4000
	4·2	0·39	2380	2·10	5000
	4·8	0·45	3143	2·10	6600
	5·4	0·51	4500	2·00	9000
	6·0	0·60	6000	2·00	12000
	6·6	0·75	8510	1·88	16000
	7·2	0·90	10640	1·88	20000
Support-fixe mit 2 Bewegungen, Unterlage und Unterlagsschrauben:					
	Länge	0·09 Metres	51	5·5	280
	„	0·12 „	64	5·0	320
	„	0·15 „	91	4·5	400
	„	0·18 „	120	4·0	480
	„	0·21 „	140	4·0	560
	„	0·24 „	183	3·5	640
	„	0·27 „	206	3·5	720
Räderschneidmaschine für Räder bis:					
	1·0 Met.	Durchmesser	1360	2·2	3000
	1·2 „	„	1630	2·2	3600
	1·5 „	„	2180	2·2	4800
Räderausstossmaschine zum Ausstossen der Nuten in Rädern, Kupplungen für Gegenstände bis	0·9 Metres	Durchmesser	2320	1·55	3600
„	1·5 „	„	3490	1·43	5000
„	2·4 „	„	5000	1·28	6400
Schraubenschneidmaschine zu Schrauben					
	von 0·03	Metres Durchmesser	560	2·5	1400
	„ 0·045	„ „	1440	1·8	2600
	„ 0·060	„ „	2250	1·6	3600
Vertikal-Bohrmaschine zu Löchern von					
0·09 Met. Tiefe und	0·03 Met.	Durchmesser	250	3·2	800
0·18 „ „ „	0·075 „	„	444	2·7	1200
0·30 „ „ „	0·12 „	„	666	2·4	1600

	Gewicht in Kilg.	Preis per 1 Kilg.	Preis der Maschine.
Vertikal-Bohrmaschine mit Säulengestell, 1·2 Metres zwischen den Säulen zum Ausbohren von Rädern	2320	1·55	3600
Vertikal-Bohrmaschine mit beweglichem Arm durch den Halbkreis, zum Bohren von Rädern bis 3 Metres Durchmesser	4088	1·37	5600
Kesselblech-Lochmaschine und ***Scheere*** für Löcher von			
0·03^{m} Durchmesser und 0·015^{m} Dicke	2090	1·53	3200
0·03 „ „ 0·03 „	3150	1·46	4600
Kesselblech-Biegmaschine mit Walzen von			
1·2 Metre Länge	961	2·08	2000
1·5 „ „ .	1444	1·80	2600
1·8 „ „ .	2000	1·64	3200
Metall-Hobelmaschine mit Selbstbewegung, gusseiserner Bank und Transmission.			
Länge der Bank. Länge, Breite, Höhe des zu hobelnden Stücks.			
1·2^{m} 0·84 0·54 0·36	1300	1·9	2400
1·8 1·14 0·54 0·36	1450	1·8	2600
2·4 1·50 0·69 0·69	2300	1·55	3600
3·0 1·89 0·69 0·69	2700	1·51	4000
3·6 2·25 0·69 0·69	2800	1·50	4200
4·2 2·64 0·69 0·69	3050	1·47	4600
4·8 3·00 0·69 0·69	3300	1·45	4800
5·7 3·39 0·69 0·69	3500	1·43	5000
6·0 3·75 1·05 1·05	6200	1·16	7200
6·6 4·50 1·05 1·05	7500	1·07	8000
7·2 5·10 1·35 1·35	10000	1·00	10000
7·8 5·40 1·35 1·35	11500	1·00	11500
8·4 5·70 1·35 1·35	12000	1·00	12000
9·0 6·00 1·50 1·50	14000	1·00	14000
Kleine Bank-Hobelmaschine zum Hobeln von Gegenständen von			
0·18^{m} Länge, 0·18^{m} Breite, 0·15^{m} Höhe	281	3·2	900
0·24 „ 0·24 „ 0·18 „	430	2·8	1200
0·30 „ 0·30 „ 0·21 „	600	2·5	1500

422.

Maschinen zur Eisenfabrikation.

	Preis per 1 Kilg.
Cylindergebläse, ausgebohrt, mit Kolben, Kolbenstangen, Geradführung und Ventil	1·2
Ventilator für Kuppelöfen ohne Transmission Fr. 500.	
Fundationsplatten für Walzwerke	0·3
Schwungräder, Walzengestelle, nicht gedrehte gusseiserne Axen	0·42
Zahnräder, nicht ausgebohrt, jedoch aufgekeilt	0·50
Ausgedrehte Getriebe	0·60
Gusseiserne Axen mit gedrehten Hülsen und ausgebohrten Kupplungen	0·56
Unausgebohrte Kupplungen	0·42
Abgedrehte Blechwalzen	0·60
„ Kaliberwalzen für Grobeisen	0·80
„ „ „ Kleineisen	1·20
„ harte Glättwalzen für Bandeisen	4·00
Geschmiedete und geschnittene Druckschrauben für Walzenstände	3·00
Messingene Muttern dazu	4·8
Schmiedeiserne Traversen, grosse Schrauben	1·0
Kleine schmiedeiserne Schrauben	1·2
Messingene Lager in die Walzenstände	4·8

423.

Maschinen für Baumwollspinnerei.

Wolf			800
Batteur eplucheur (Schlagmaschine)			1600
Wickelmaschine (Batteur étaleur)			3200
Karde mit 18 Deckeln und zwei Reihen Lieferungscylinder			1200
„ „ 18 „ „ einer Reihe „			1100
Vereinigungsmaschine zu den Karden			600
Wattmaschine zu dem Auskarden			700
Deckelschleifmaschine			600
Kardenschleifmaschine			300
Streckwerk zu 6 Köpfen	per Kopf	220	1328
„ „ 10 „ à 5 Cylinder	„ „	240	2400

Streckwerk zu 14 Köpfen à 5 Cylindern . .	per Kopf	205			2880
Vereinigungsmaschine zu den Streckwerken					500
Grob-Spuhlmaschine mit 32 Spindeln . .	per 1 Spindel	90			2900
„ „ „ 36 „ . .	„ 1 „	83			3000
„ „ „ 40 „ . .	„ 1 „	77			3100
„ „ „ 44 „ . .	„ 1 „	72			3200
Fein-Spuhlmaschine „ 64 „ . .	„ 1 „	48			3100
„ „ „ 72 „ . .	„ 1 „	45			3300
„ „ „ 80 „ . .	„ 1 „	43			3500
„ „ „ 88 „ . .	„ 1 „	42			3700
„ „ „ 96 „ . .	„ 1 „	40			4000
„ „ „ 120 „ . .	„ 1 „	38			4560
Spinnstuhl (Mule-, Jenny-) à 360 Spindeln	„ 1 „	10			3600
Pack- und Garnpresse für 5 bis 10 Pfund-Bündel . .		—			540
Eine Spindel für Spinnstühle		2·66			—
„ „ „ Spuhlmaschine		3·50			—
Throstle-Spinnstuhl à 234 Spindeln . . .	per 1 Spindel	15			3510
Röhrenmaschine (Rota frotteur, Tubemaschine)					225

424.

Maschinen für mechanische Weberei.

Spuhlmaschine mit 100 Spindeln					900
„ „ 144 „					1100
Zettelmaschine zu 400 Spuhlen für 36″ Waare					500
„ „ 500 „ „ 46″ „					600
Schlichtmaschine, Schottisches System für 36″ Waare					1800
„ „ „ „ 46″ „					2000
Webstuhl, Robert's System für glatte Waare					300
„ „ „ „ façonnirte Waare					380
Ein Schiffchen von Buchs mit Stahlspitzen					4
Webstuhl für Sammet 34″					400
„ „ façonnirten Sammet					450
„ „ breiten „ 48″					540

425.

Preise von Spinnfabriken per 1 Mule-Spindel.

Benennung der Gegenstände.	Mittlere Garn-Nummern, welche die Fabrik spinnt.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Preise der sämmtlichen Spinnmaschinen per 1 Mule-Spindel . .	66	30	21	18	15	13	12	12	11
Transmission per 1 Mule-Spindel	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Kraftmaschine und Wasserbau oder Dampfmaschine	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Die Gebäude	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Preis der vollständig eingerichteten Fabrik per 1 Mule-Spindel .	89	53	44	41	38	36	35	35	34

Verbesserungen.

Seite	Nummer	Zeile	statt	soll es heissen:
6	18	7 v. u.	Leitrollen	Triebrollen
13	29	17 v. u.	Zähne	Form
13	28	1 v. o.	g e	g c
16	34	6 v. u.	á d_1	a_1 d_1
16	34	4 v. u.	geradelinigt	geradlinig
24	44	3 v. o.	$\frac{d\,q}{4\,(\mathfrak{A} - q)}$	$\frac{d\,q}{4\,\mathfrak{A} - 2\,q}$
40	61	7 v. u.	$d_1 = \frac{n-2}{n}\,d$	$d_1 = \frac{n-1}{n}\,d$
73	90	12 und 15 v. u.	A	l
75	92	1 v. o.	der Gabel	in der Gabel
81	100	3 v. o.	$\mathfrak{T}$	t
116	141	1 v. u.	w	und
134	160	6 v. o.	P $\mathfrak{P}$	$\mathfrak{P}$ P
147	183	13 v. o.	Radius	Rades
149	185	11 v. o.	Radius	Rades
165	206	14 v. u.	eine	in einer
168	209	6 v. u.	Nr. 187	Nr. 207
176	216	2 v. o.	manchfaltigen	mannigfaltigen
185	228	3 v. o.	$e^{-\frac{\lambda}{s}\frac{F}{m\,e}}$	$e^{-\frac{\lambda}{s}\frac{F}{m\,l}}$
205	253	13 v. o.	per 1 Stunde	per 1 Secunde
205	254	3 v. u.	stündlicher	per 1 Secunde
214	264	14 v. o.	Medall	Metall
215	264	3 v. o.	Kolbenstangen	Kolbenstange
227	272	5 v. o.	$D = 0{\cdot}014 + 0{\cdot}11\sqrt{N}$	$D = 0{\cdot}024 + 0{\cdot}11\sqrt{N}$
243	283	5 v. u.	3 bis 4·3	3 bis 3·3
243	283	4 v. o.	Maschine	Maschinen
246	286	2 v. o.	C	O

Verbesserungen.

Seite	Nummer	Zeile	statt	soll es heissen:
247	287	22 v. u.	gleichen	gewissen
263	300	1 v. o.	sei	seien
265	301	8 v. o.	Schwergangszeit	Schwingungszeit
279	319	9 v. o.	Mitte	Mittel
282	321	8 v. o.	Griessorten	Griessortir
296	349	7 und 8 v. u.	$G = \frac{N}{2000}$ $N = 2000\ G$	$G = \frac{1}{2000\ N}$ $N = \frac{1}{2000\ G}$
326	399	2 v. u.	1·9355	1·0355.

Bayerische Staatsbibliothek München

Figuren-Tafeln

zu den

RESULTATEN

für den

MASCHINENBAU

VON

F. REDTENBACHER

Professor

Mannheim

Verlag von Friedrich Bassermann

1848

Tafel I.

Fig. 1.

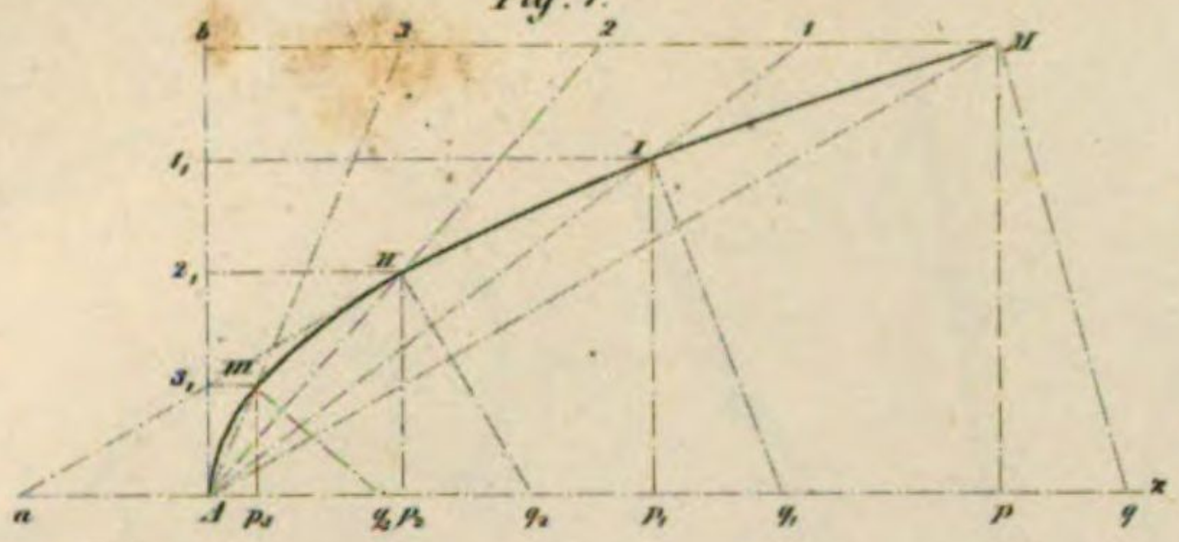


Fig. 4.

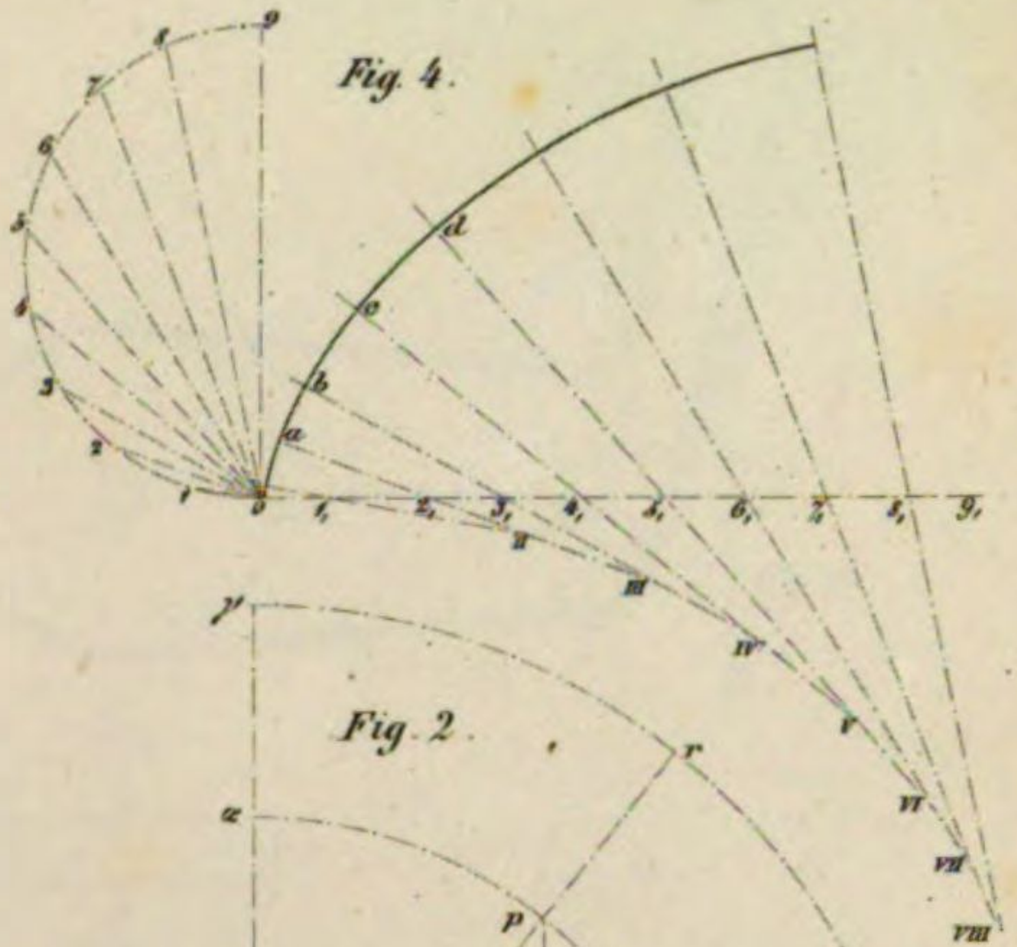


Fig. 3.

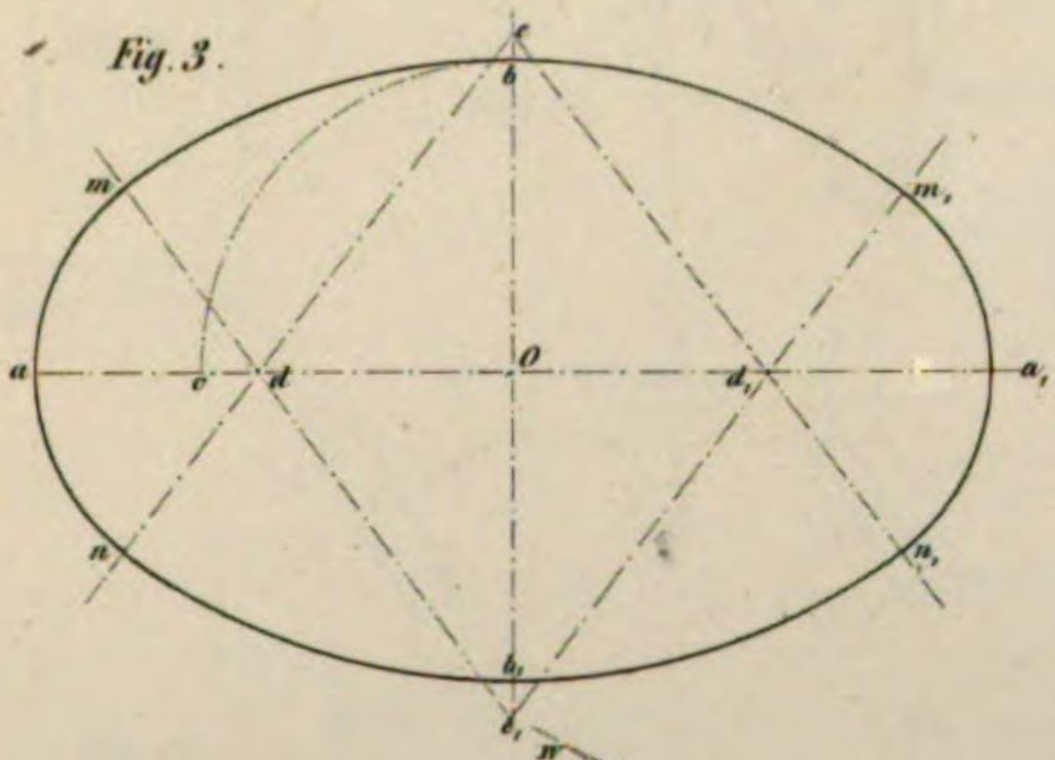


Fig. 2.

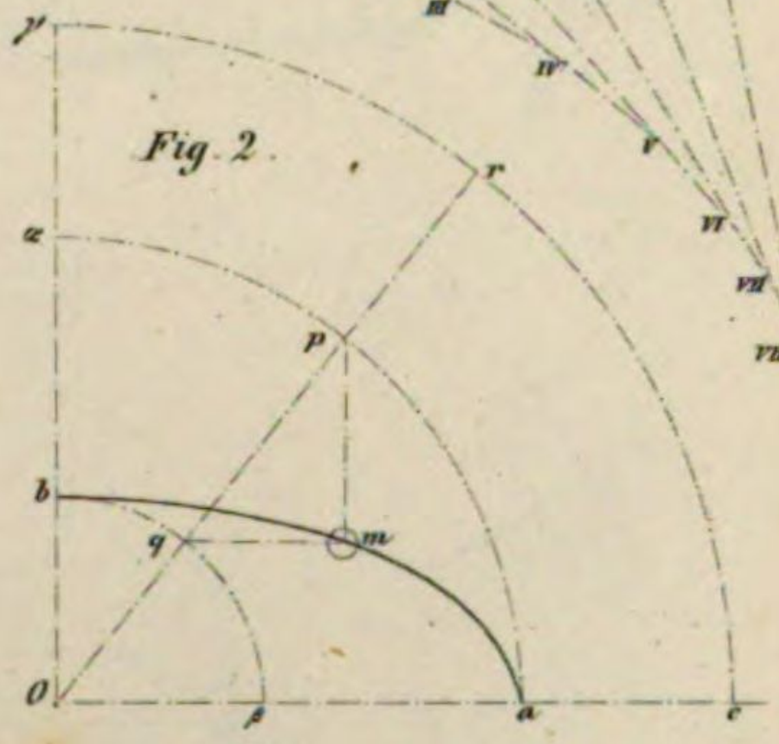


Fig. 5.

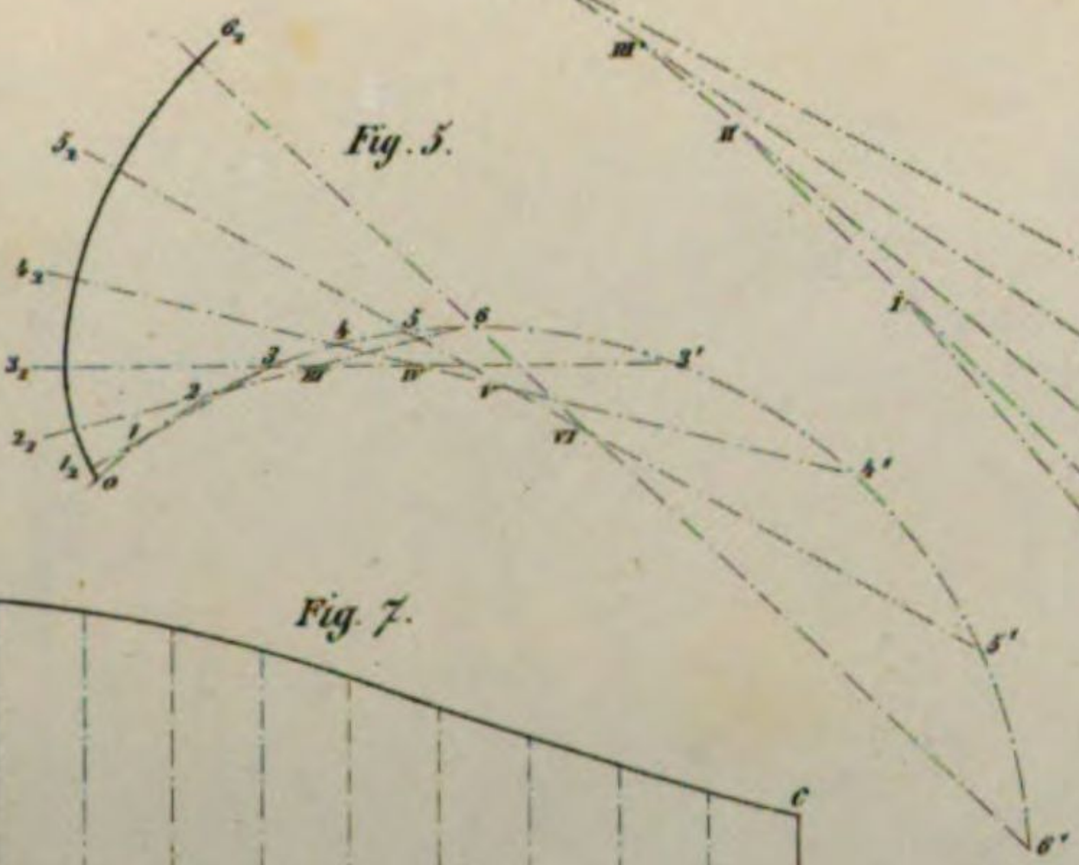


Fig. 6.

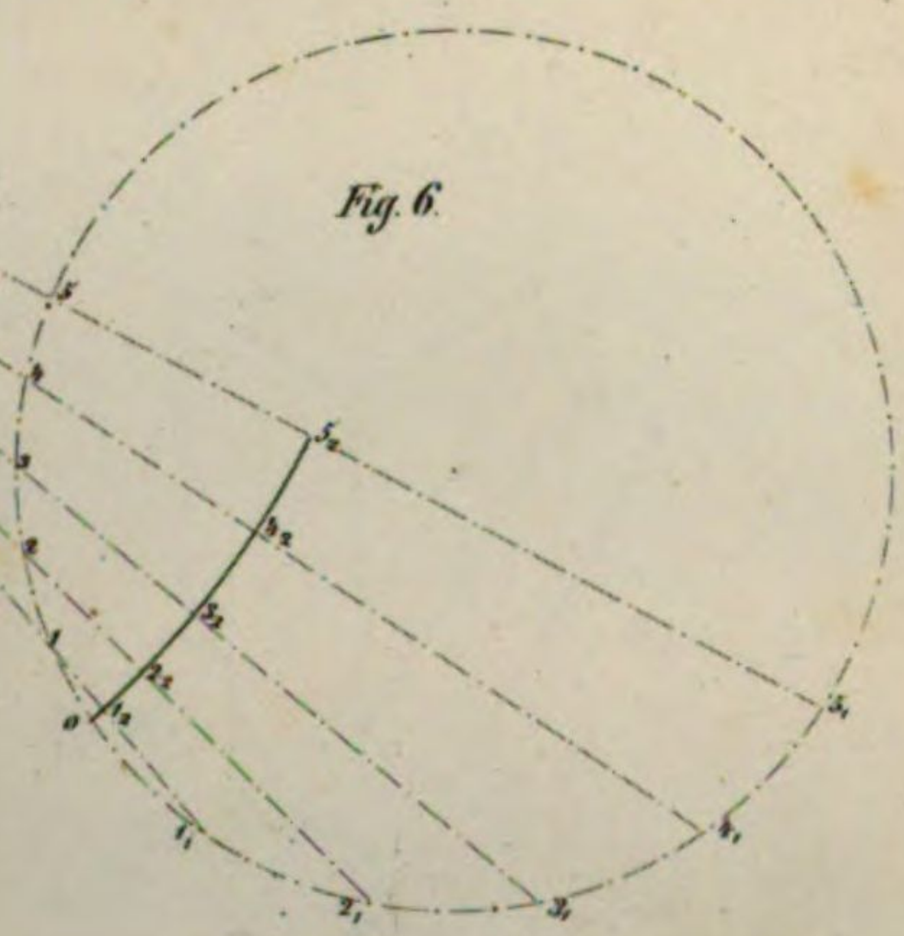


Fig. 7.

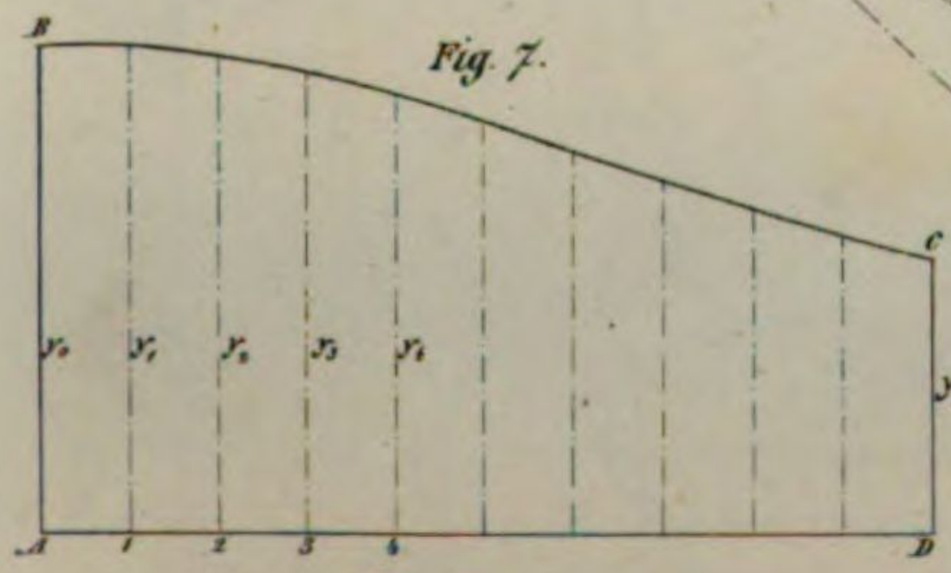


Fig. 10.

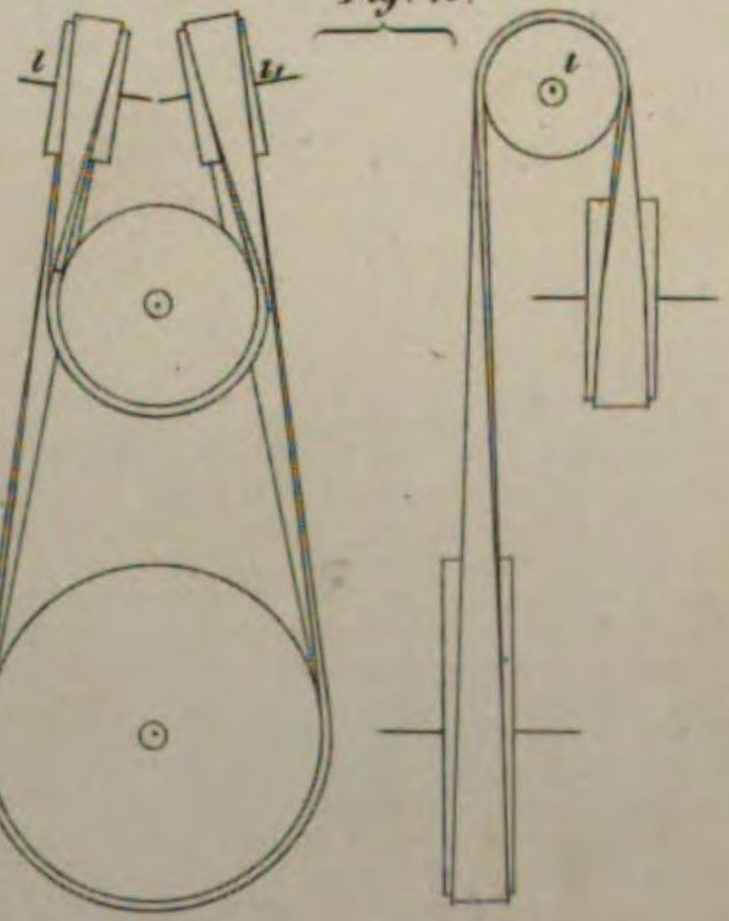


Fig. 8.

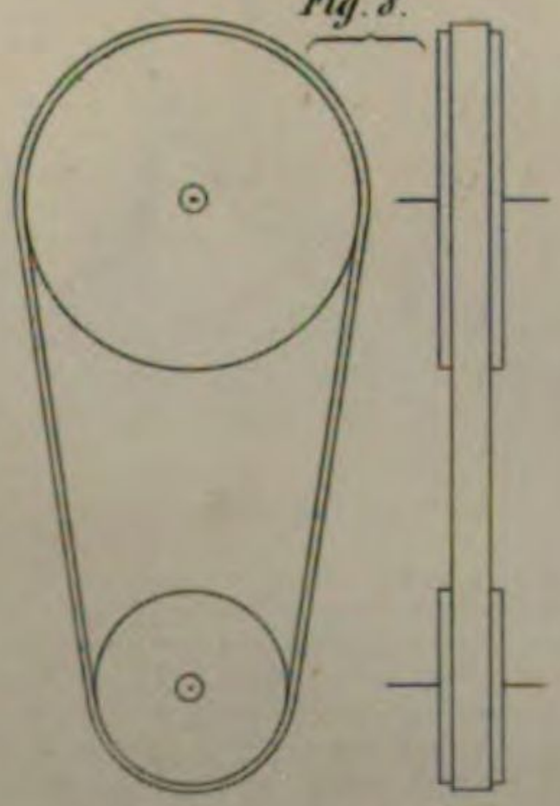
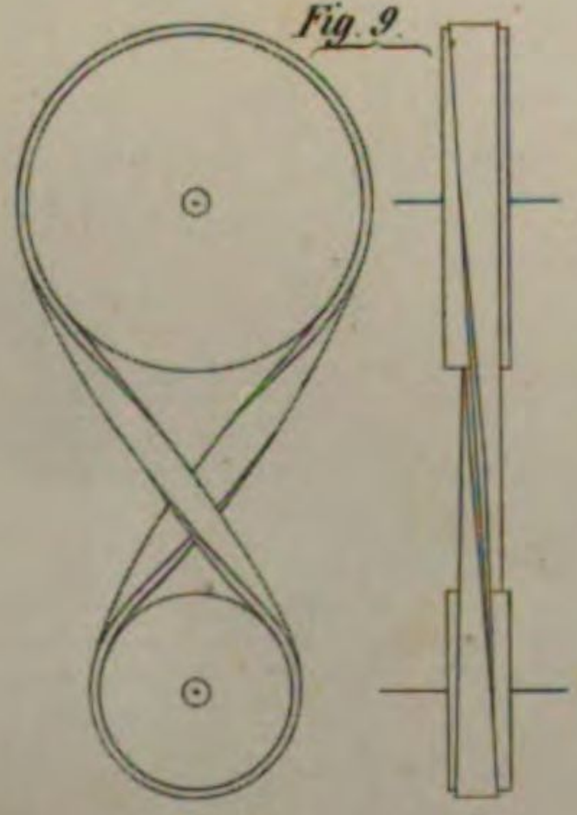


Fig. 9.



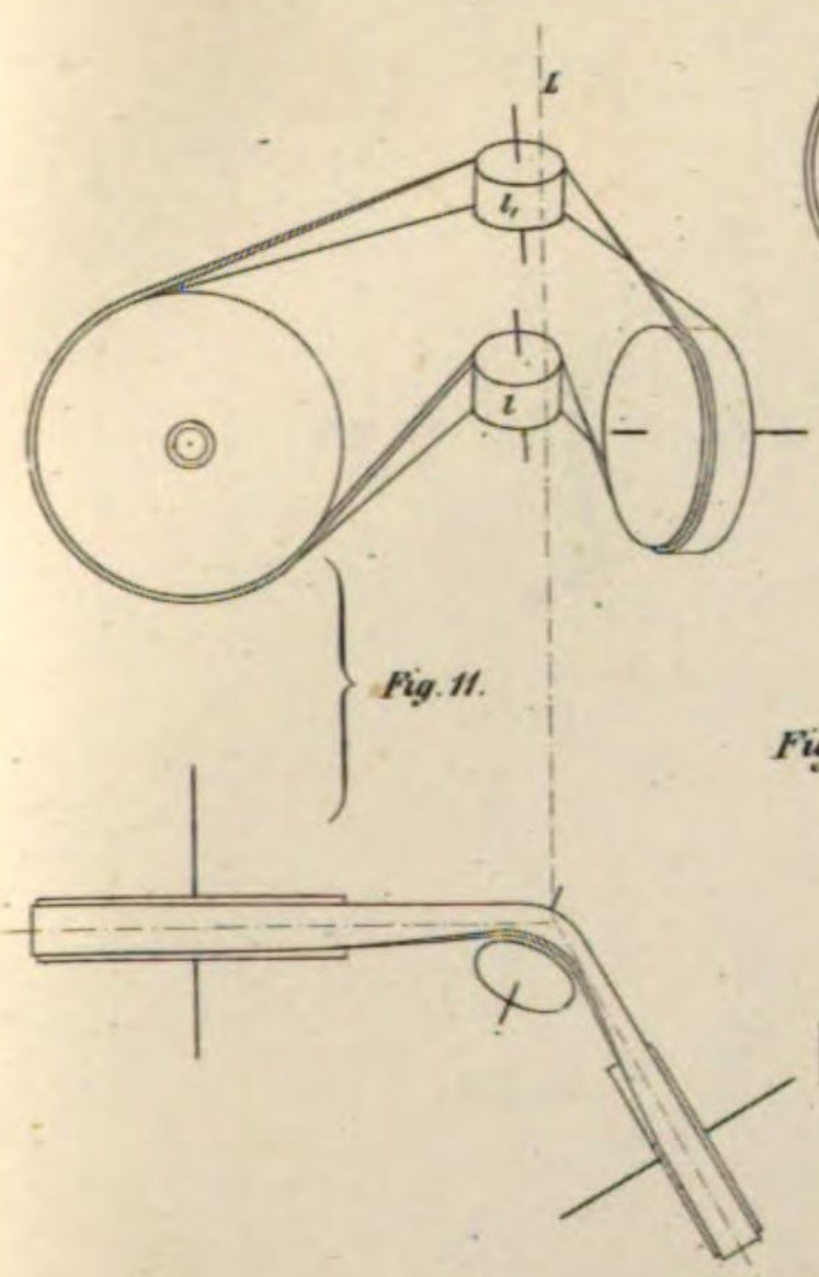


Fig. 11.

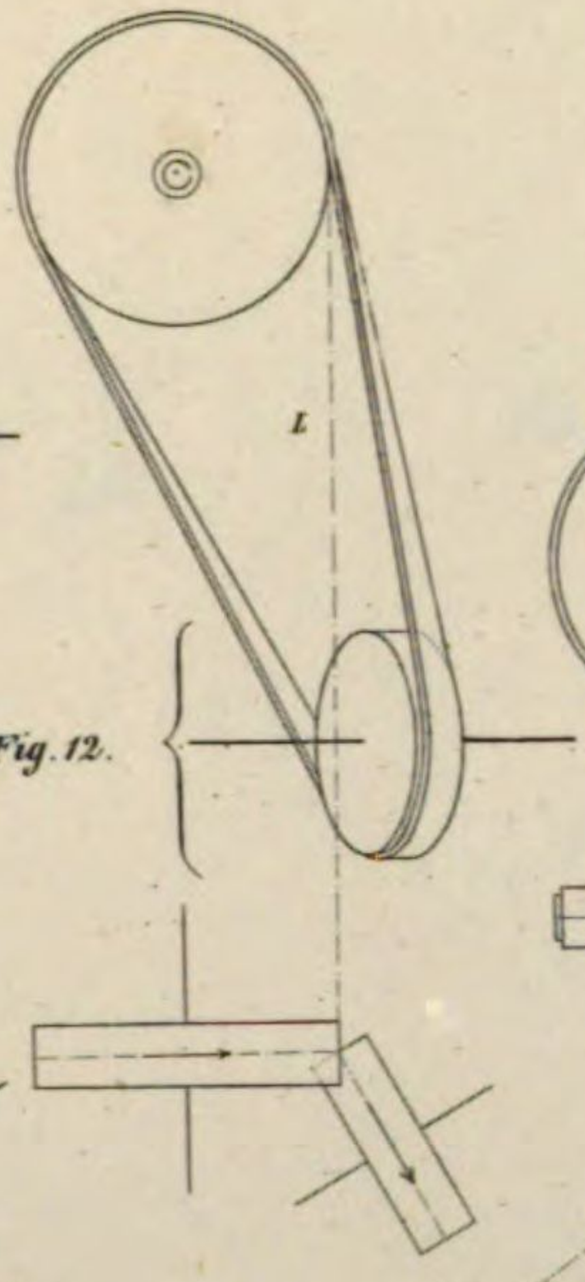


Fig. 12.

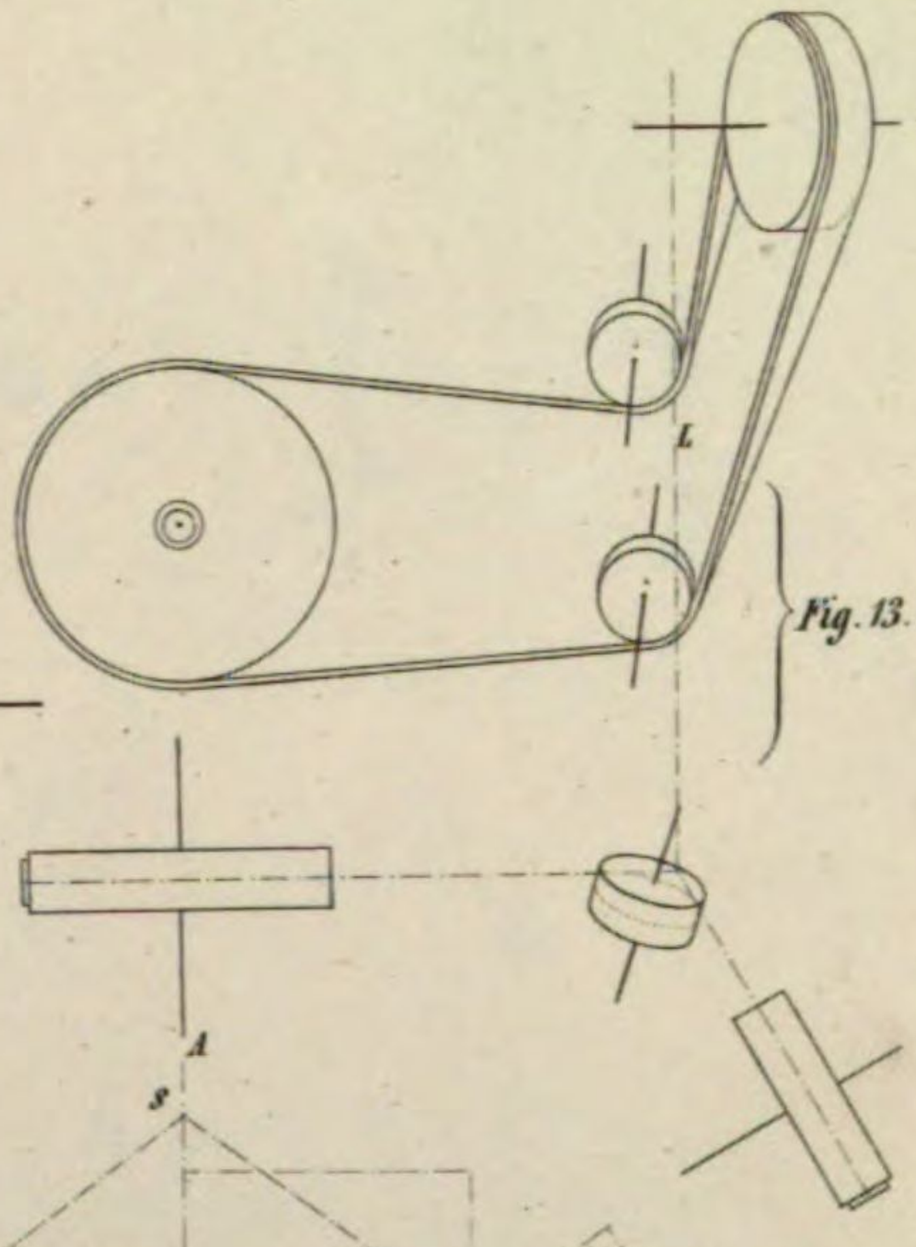


Fig. 13.

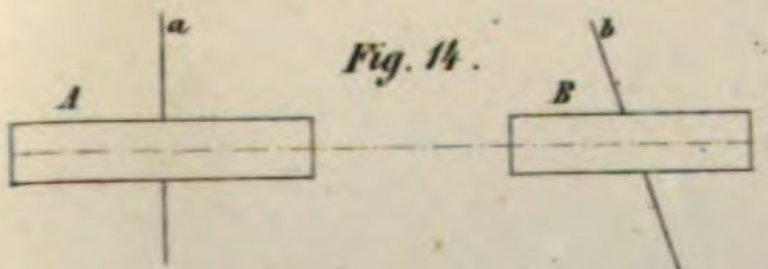


Fig. 14.

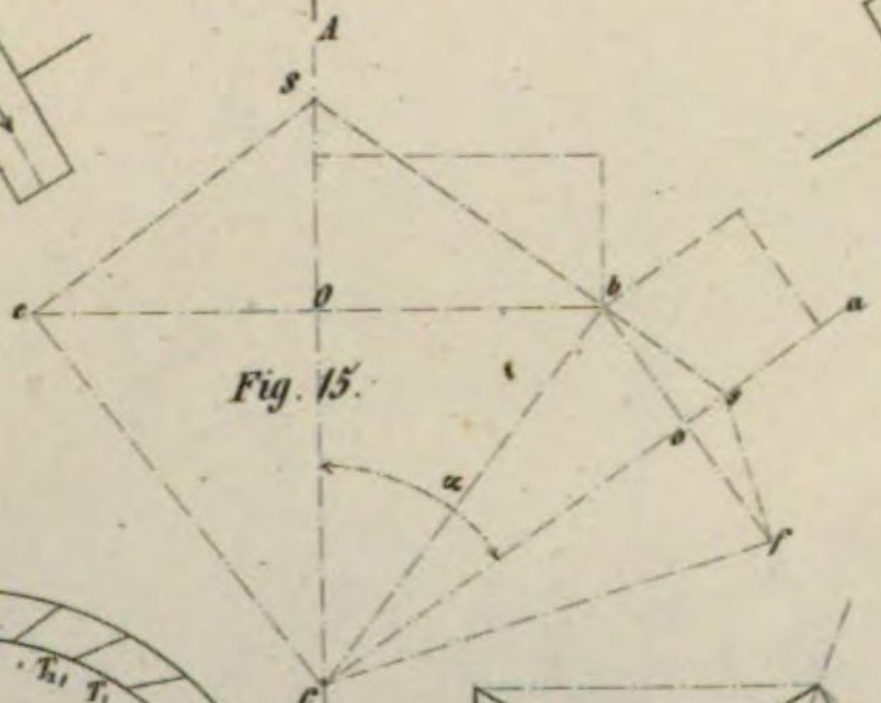


Fig. 15.

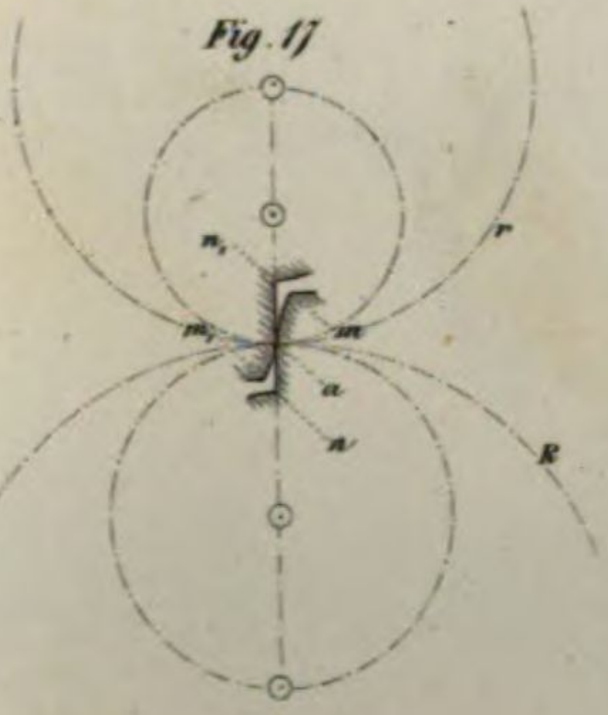
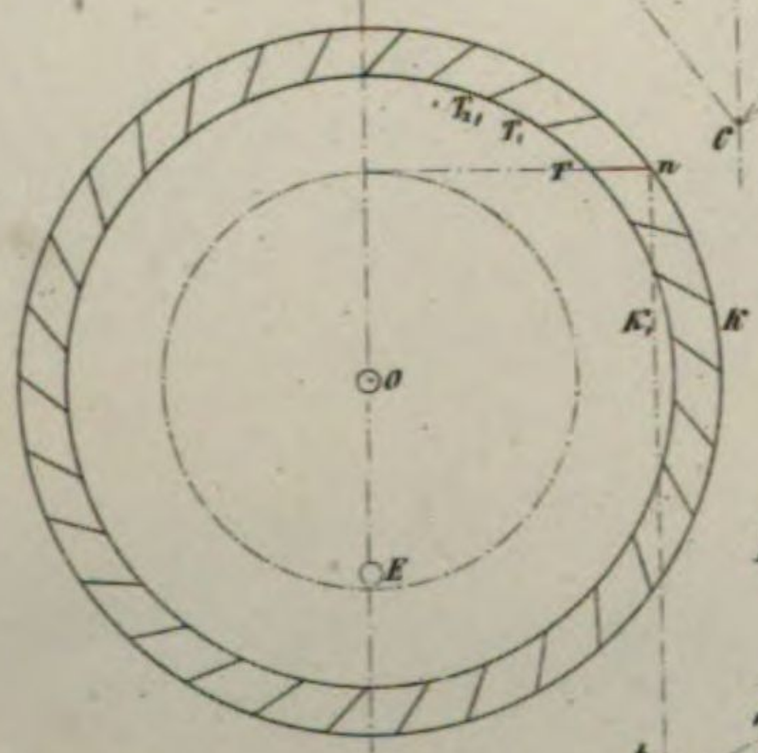


Fig. 17.



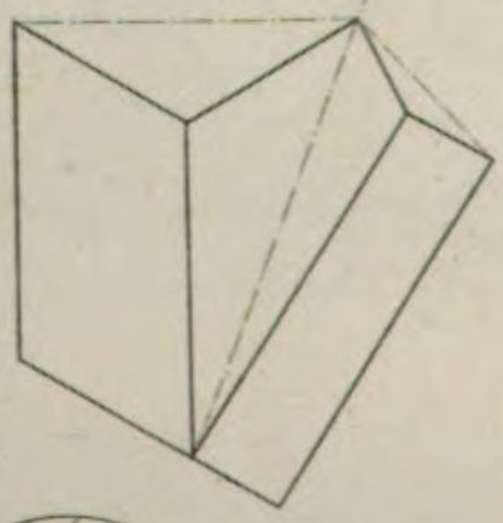


Fig. 16.

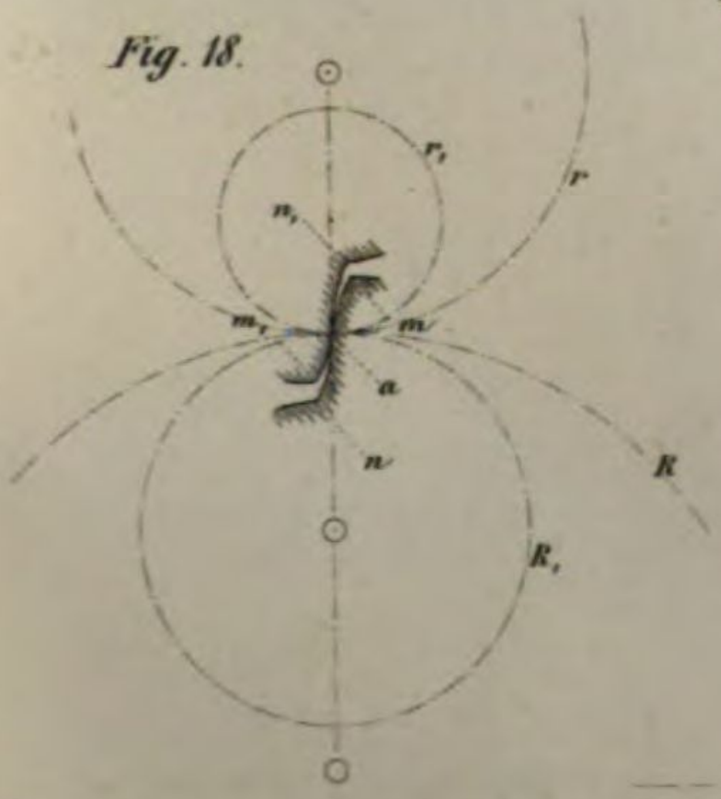


Fig. 18.

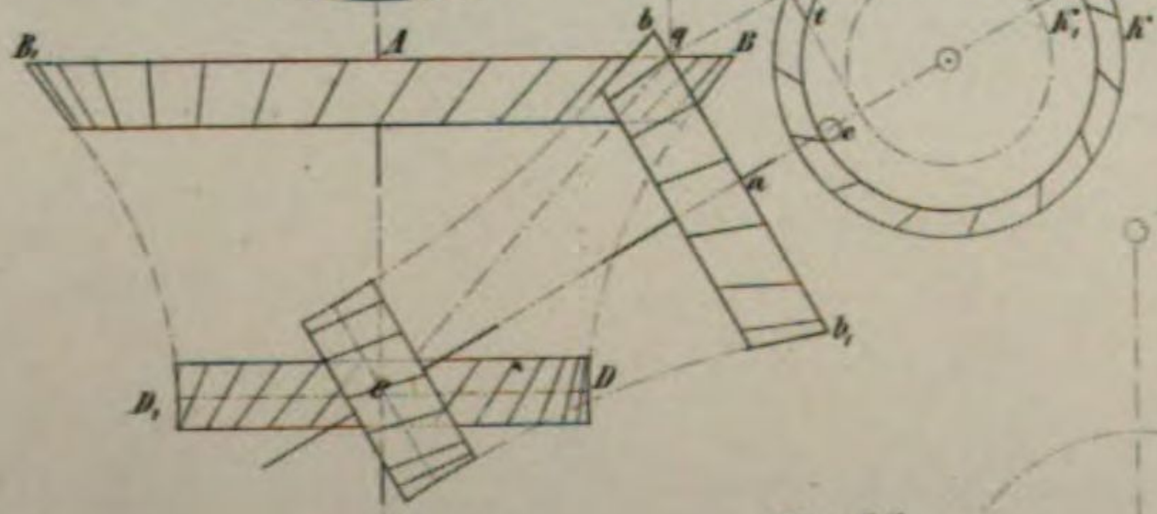


Fig. 19.

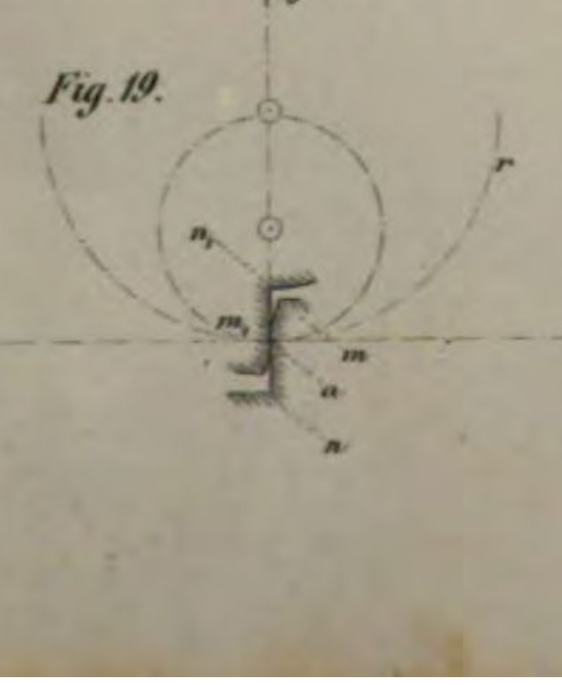


Fig. 20.

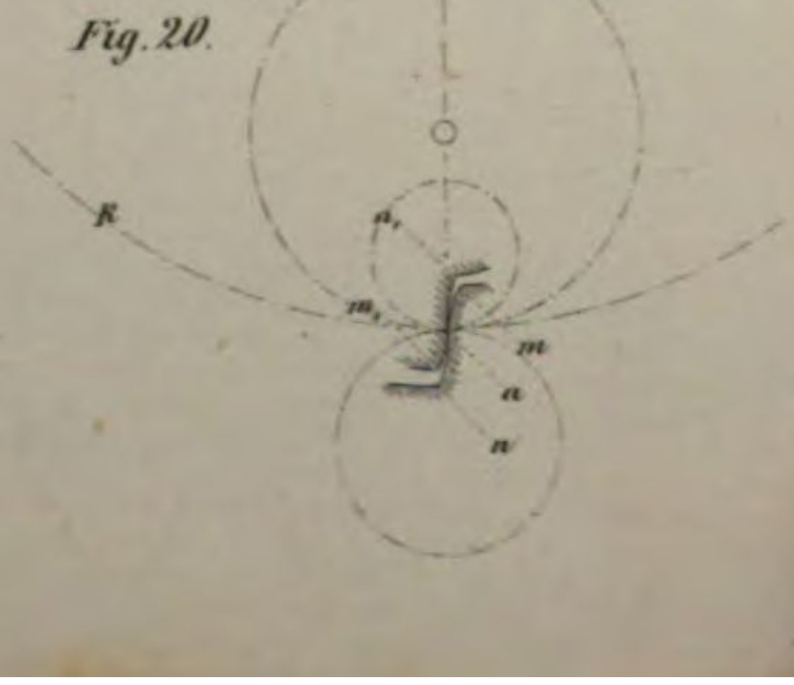


Fig. 21.

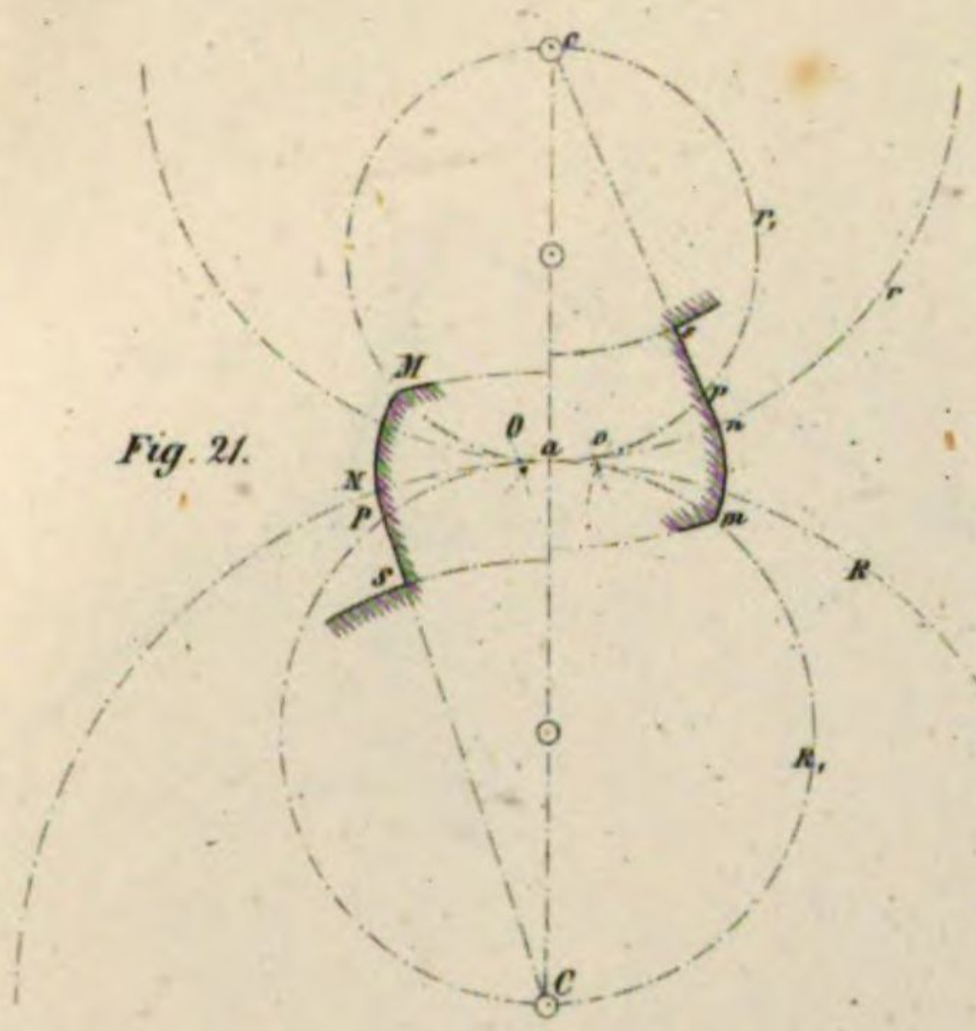


Fig. 22.

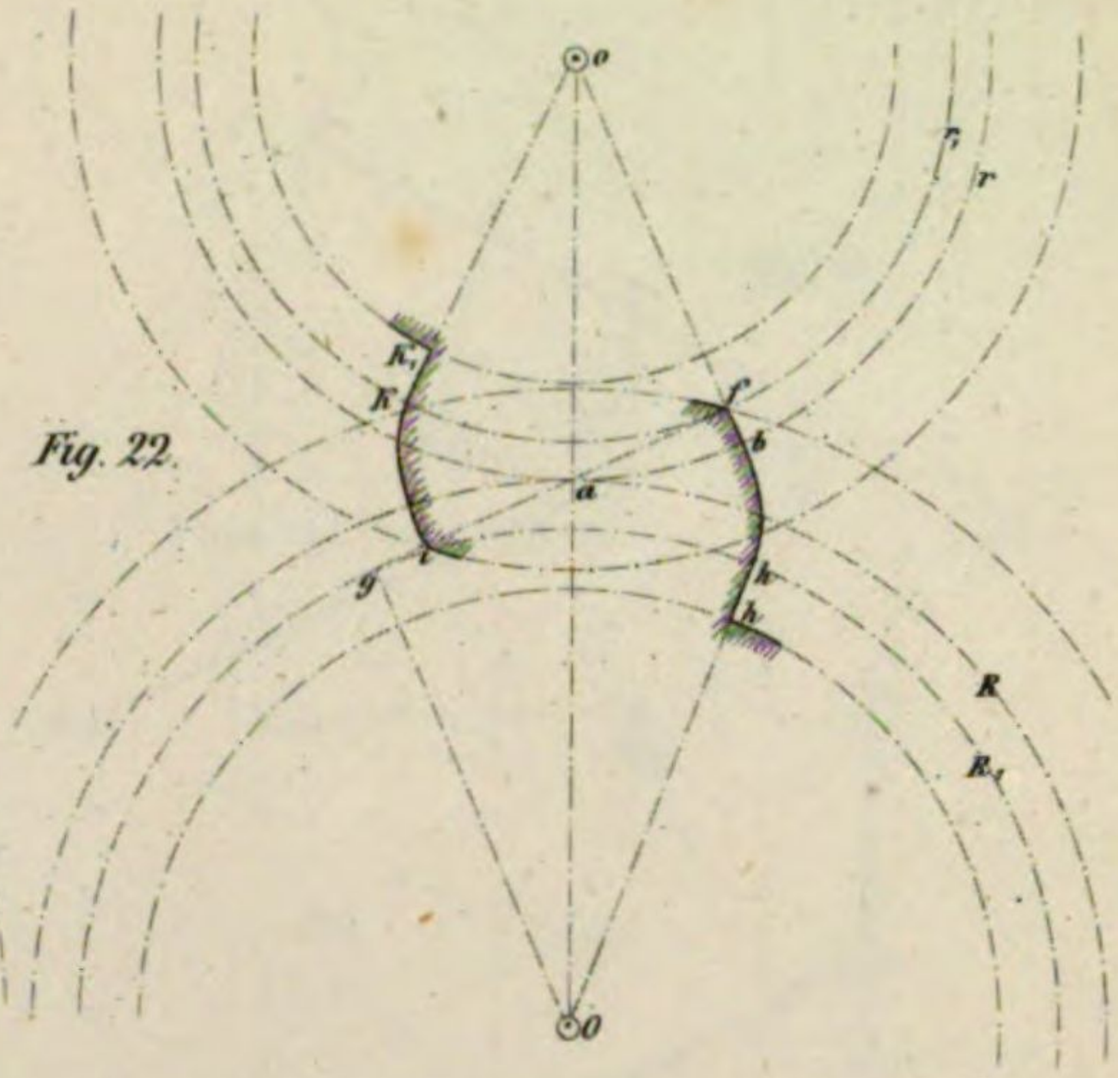


Fig. 23.

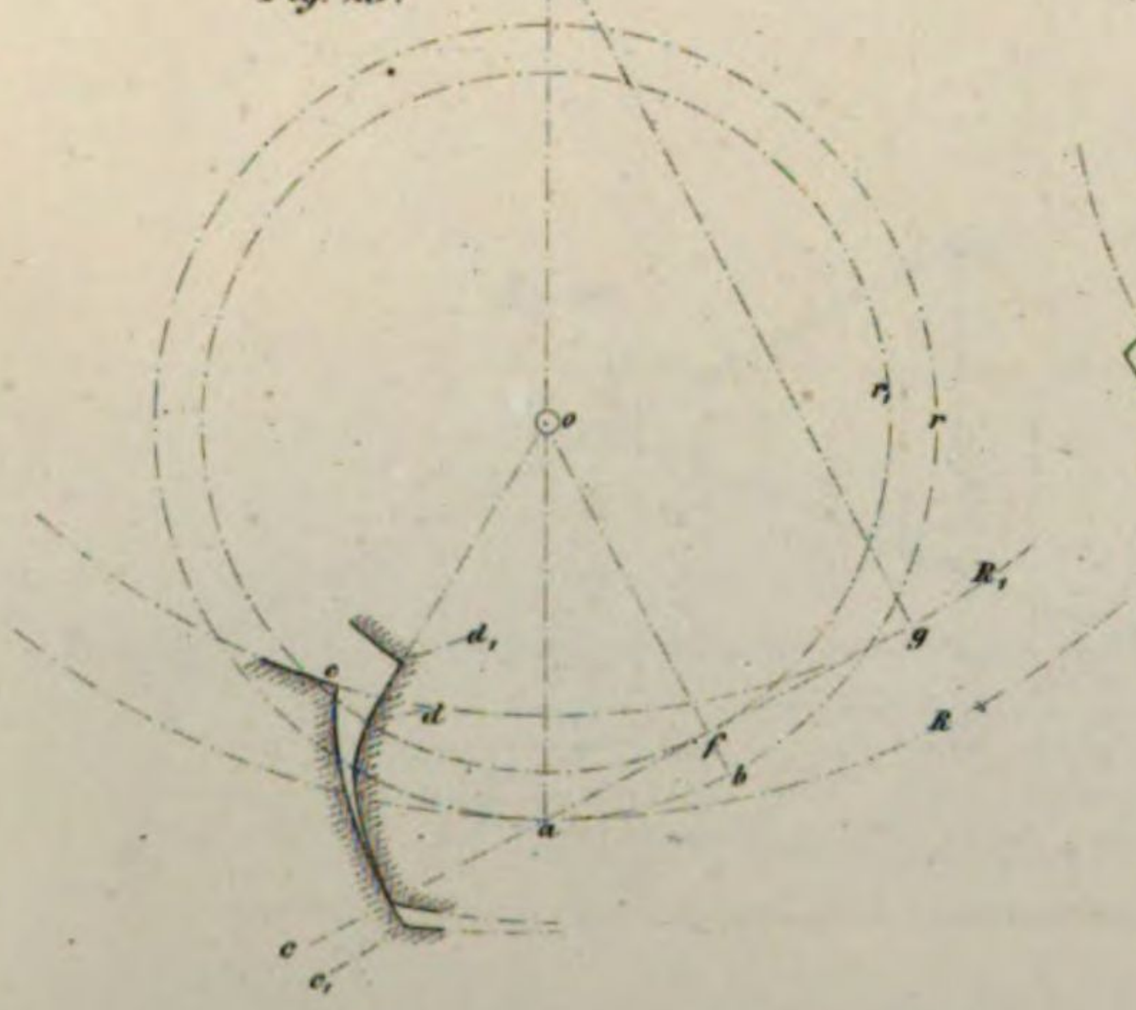


Fig. 25.

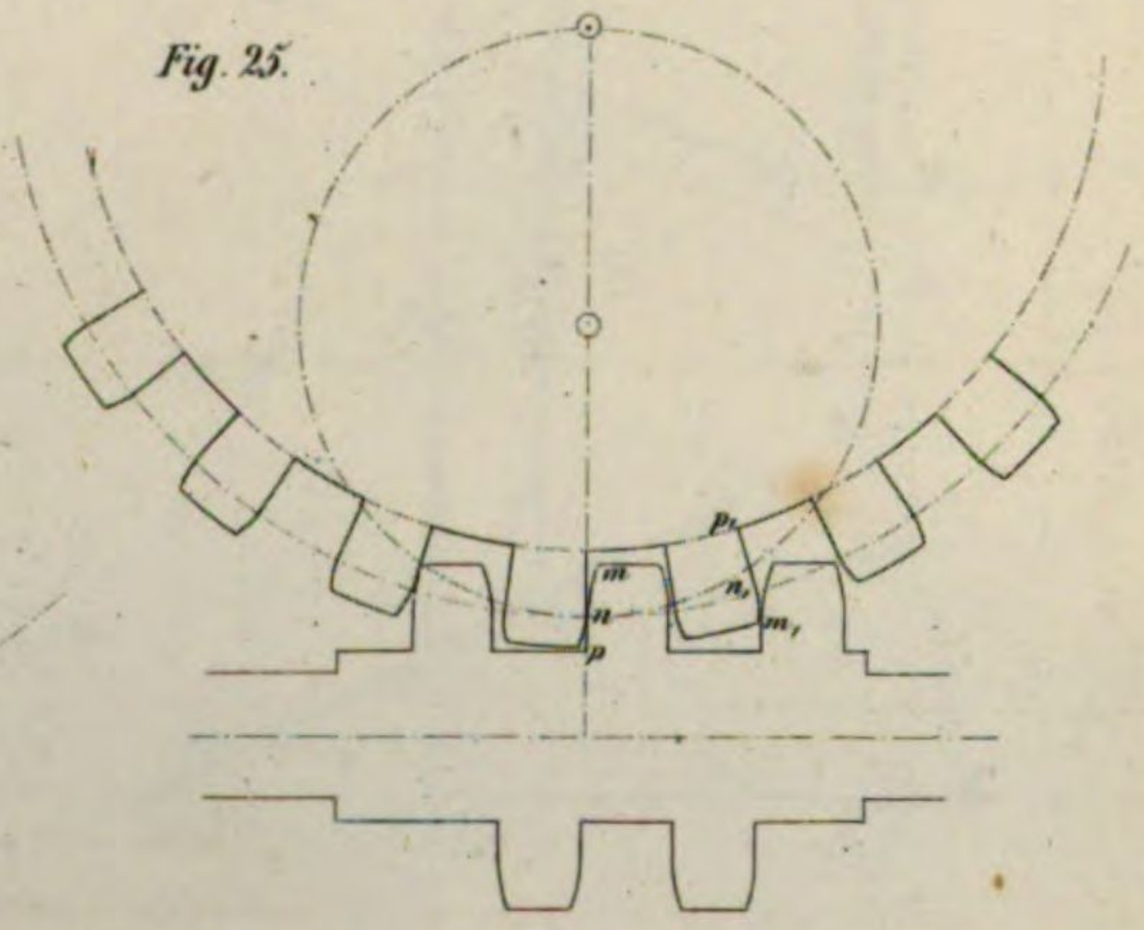


Fig. 24.

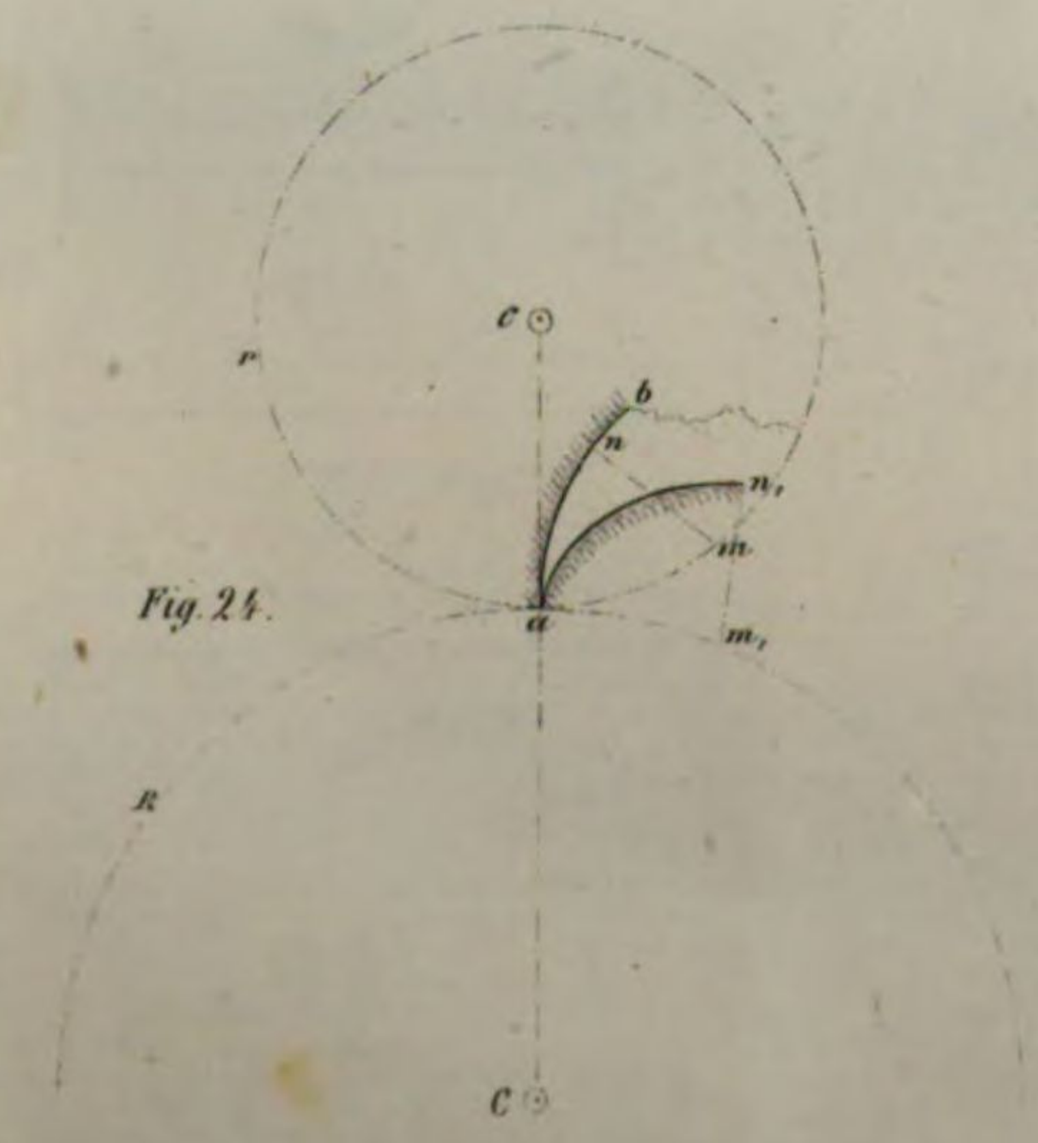


Fig. 26.

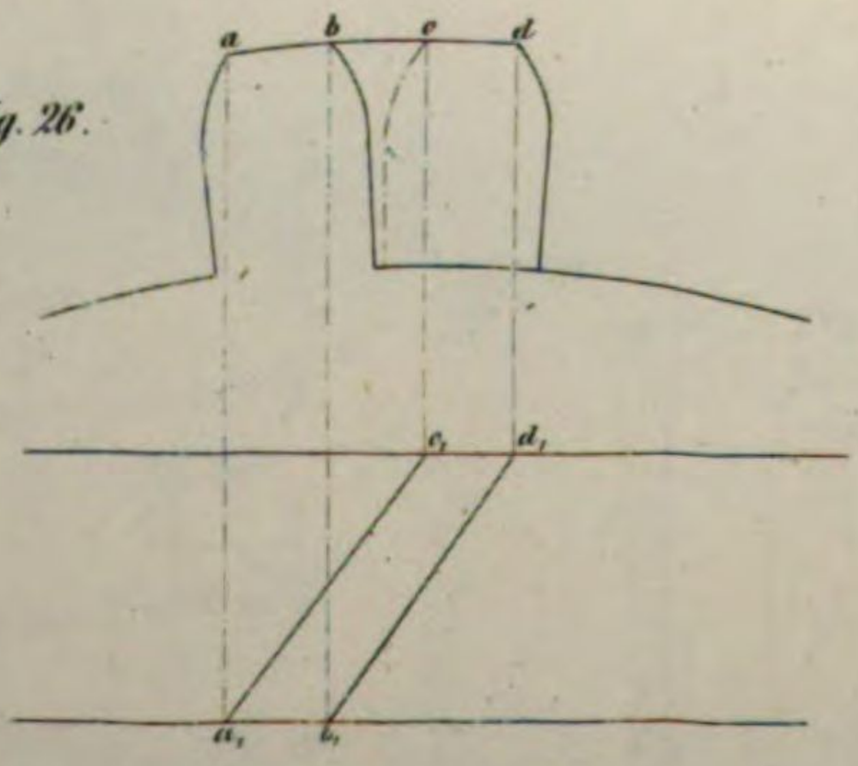


Fig. 27.

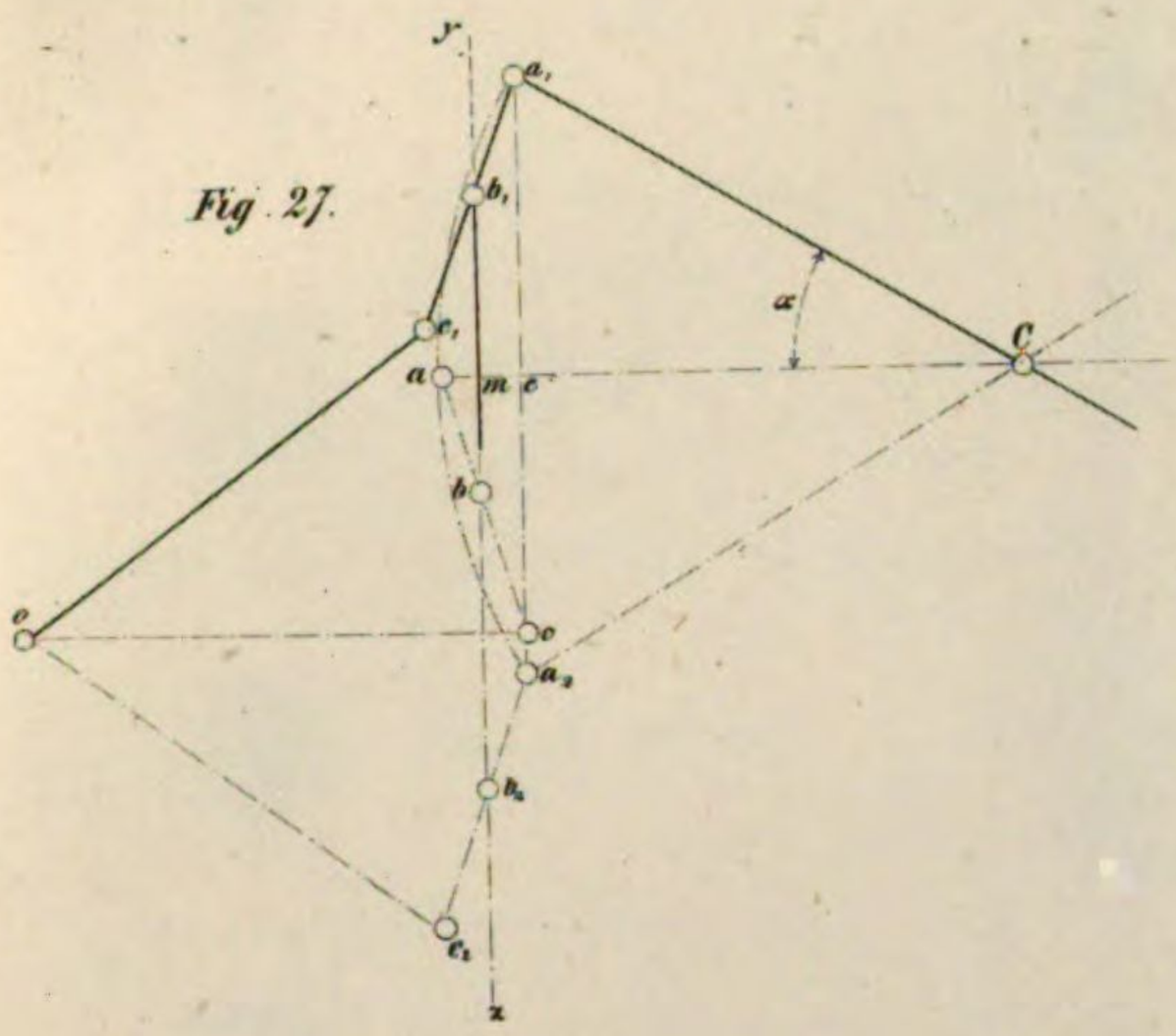


Fig. 28.

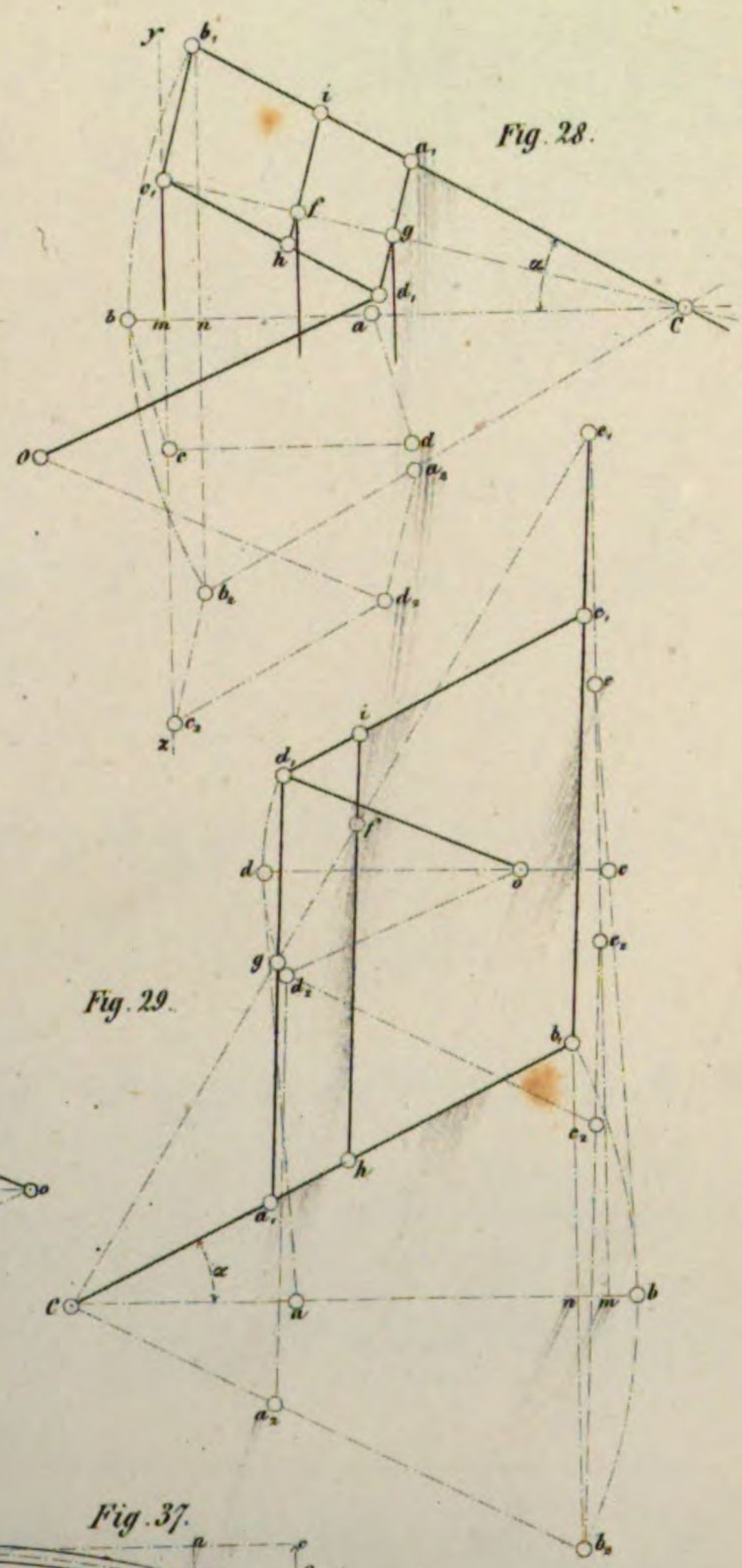


Fig. 29.

Fig. 30.

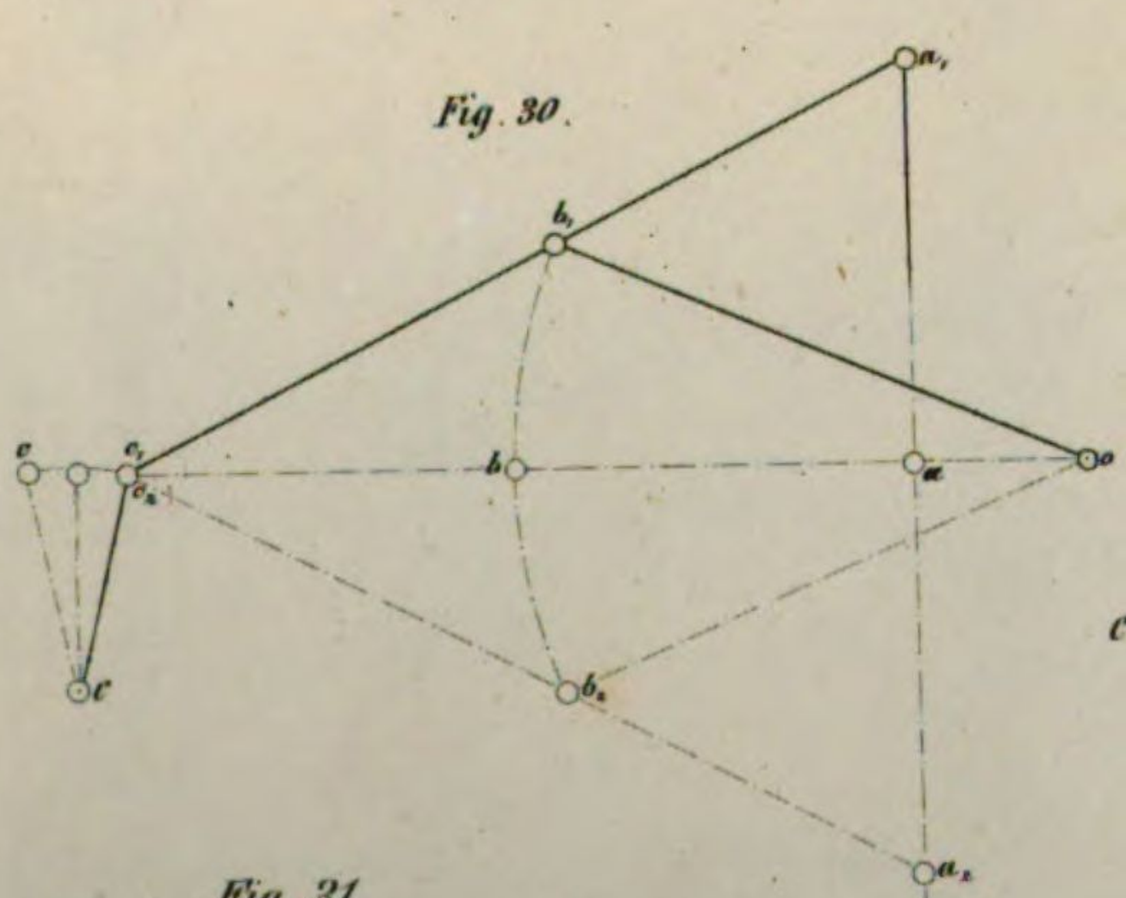


Fig. 31.

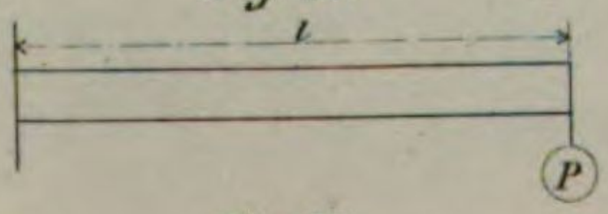


Fig. 32.

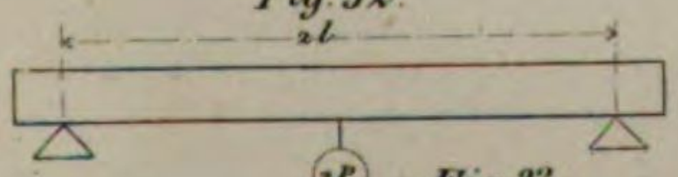


Fig. 33.

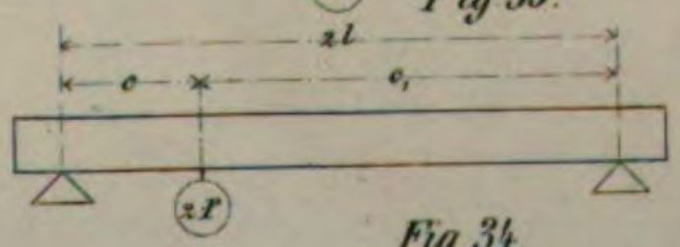


Fig. 34.

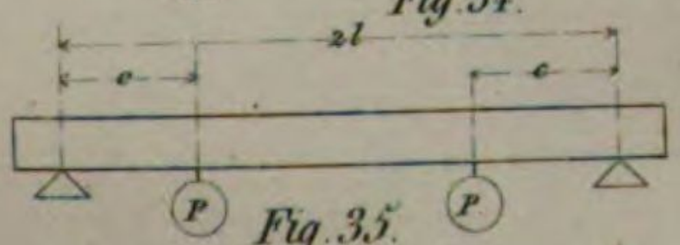


Fig. 35.

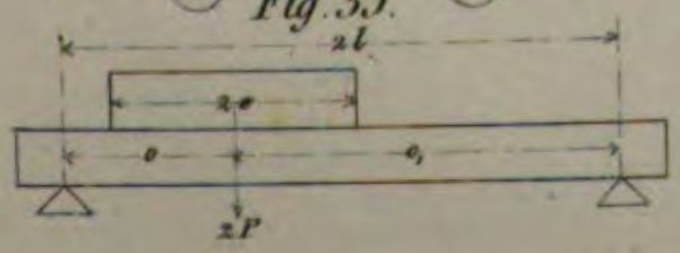


Fig. 37.

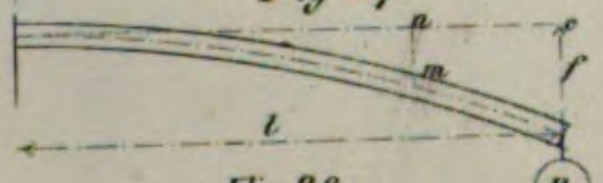


Fig. 38.

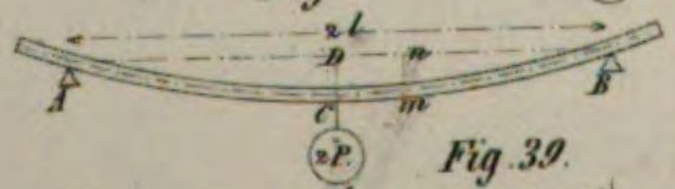


Fig. 39.

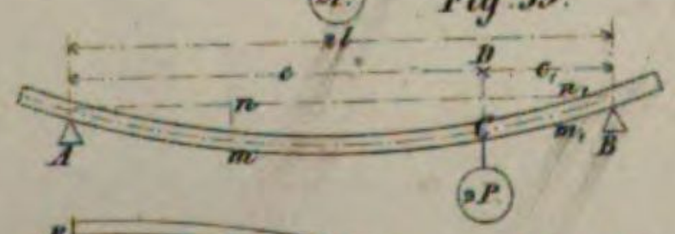


Fig. 40.

Fig. 41.

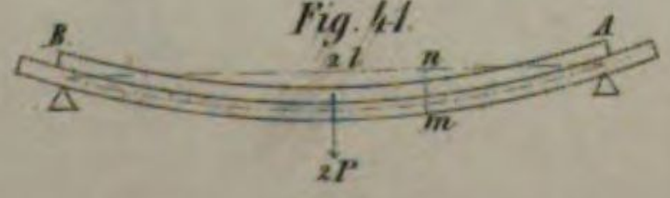


Fig. 36.

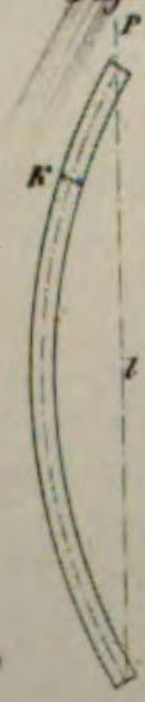


Fig. 42.

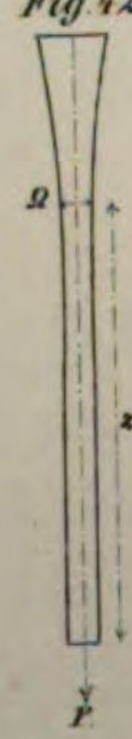


Fig. 43.

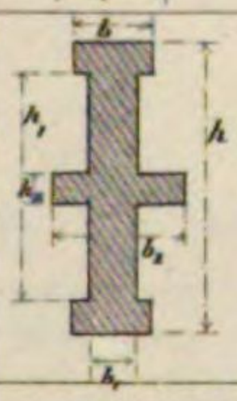
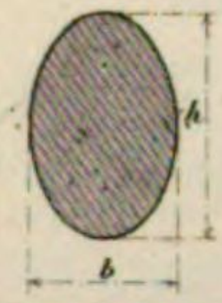
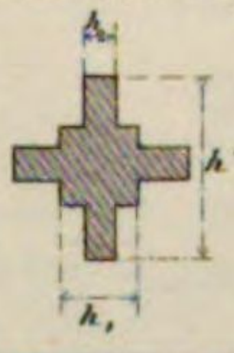
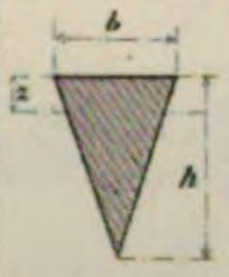
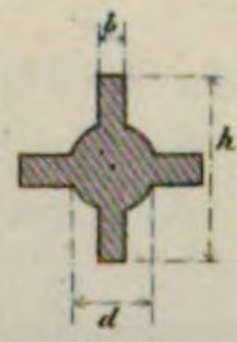
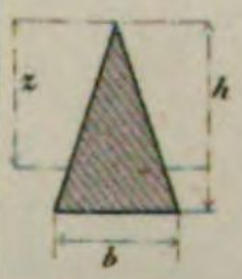
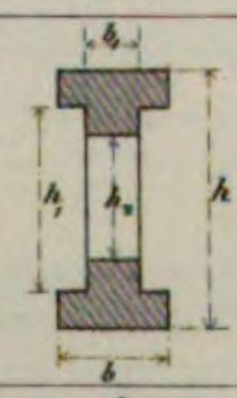
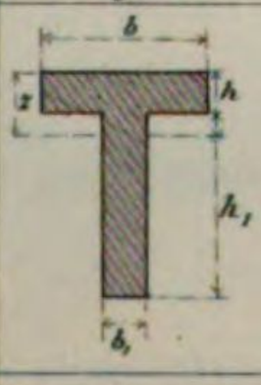
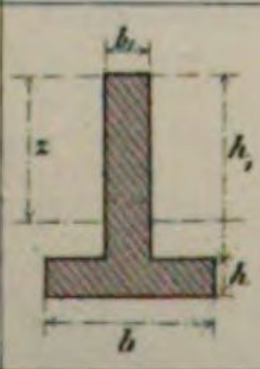
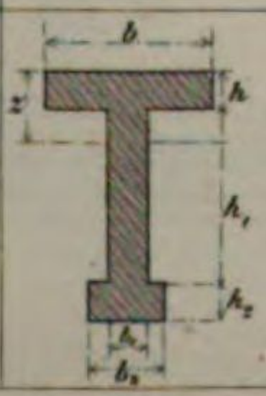
$E=\frac{1}{6}\,b\,h^2$	$E=\frac{1}{6h}\left\{b_1 h_1^3+b\,(h^3-h_1^3)\right\}$
$E=\frac{1}{6}\,h^3$	$E=\frac{1}{6h}\left\{b_1 h_1^3+b\,(h^3-h_1^3)\right\}$
$E=\frac{\pi}{32}\,d^3$	 $E=\frac{1}{6h}\left\{b_2 h_2^3+b_1\,(h_1^3-h_2^3)+b\,(h^3-h_1^3)\right\}$
 $E=\frac{\pi}{32}\,b\,h^2$	 $E=\frac{1}{6h}\left\{h_1^4+(h^3-h_1^3)\,b_2+(h-h_1)\,b_2^3\right\}$
 $z=\frac{1}{3}\,h$ $E=\frac{81}{972}\,b\,h^2$	 $E=\frac{1}{6h}\left\{0{\cdot}589\,d^4+(h^3-d^3)\,b+(h-d)\,b^3\right\}$
 $z=\frac{2}{3}\,h$ $E=\frac{81}{1944}\,b\,h^2$	 $E=\frac{1}{6h}\left\{b\,(h^3-h_1^3)+b_1\,(h_1^3-h_2^3)\right\}$
$E=\frac{\pi}{32}\,\frac{d^4-d_1^4}{d}$	 $z=\frac{1}{2}\,\frac{b\,h^2+b_1 h_1^2+2\,b_1\,h\,h_1}{b\,h+b_1 h_1}$ $E=\frac{1}{3z}\left\{b\left[z^3-(z-h)^3\right]+b_1\left[(z-h)^3+(h+h_1-z)^3\right]\right\}$
$E=\frac{\pi}{32}\,\frac{b\,h^3-b_1 h_1^3}{h}$	 $z=\frac{1}{2}\,\frac{b\,h^2+b_1 h_1^2+2\,b\,h\,h_1}{b\,h+b_1 h_1}$ $E=\frac{1}{3z}\left\{b\left[(h+h_1-z)^3-(h_1-z)^3\right]+b_1\left[z^3+(h_1-z)^3\right]\right\}$
$E=\frac{1}{6}\,\frac{b}{h}\,(h^3-h_1^3)$	 $z=\frac{1}{2}\,\frac{b\,h^2+b_1 h_1^2+b_2 h_2^2+2\left[b_1 h\,h_1+b_2 h_2\,(h+h_1)\right]}{b\,h+b_1 h_1+b_2 h_2}$ $E=\frac{1}{3z}\left\{\begin{array}{l} b\left[z^3-(h-z)^3\right]+b_1\left[(z-h)^3+(h+h_1-z)^3\right] \\ +\ b_2\left[(h+h_1+h_2-z)^3-(h+h_1-z)^3\right] \end{array}\right\}$

Fig. 44.

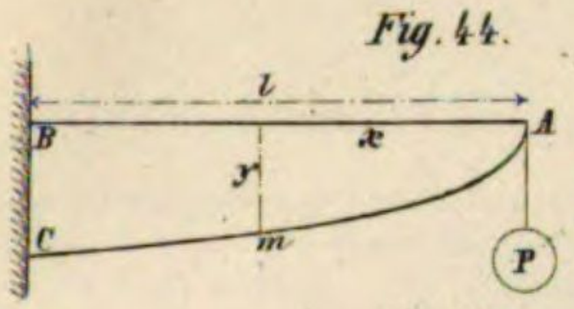


Fig. 45.

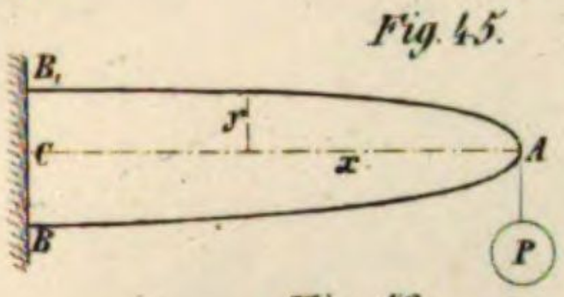


Fig. 46.

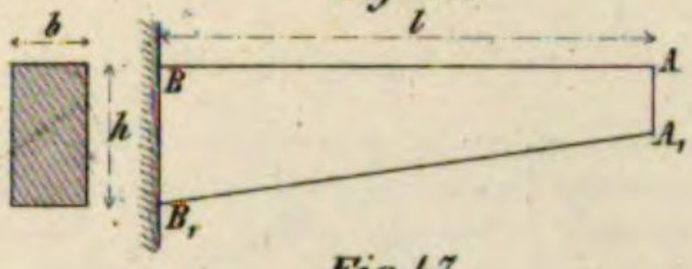
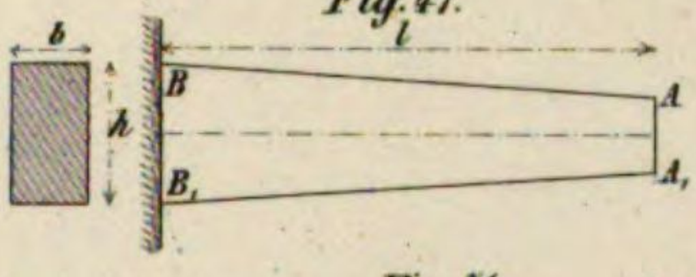


Fig. 47.



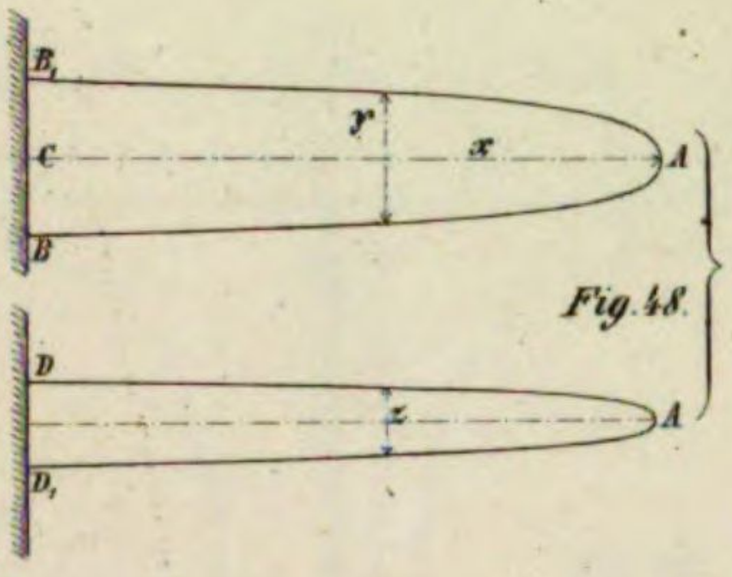


Fig. 48.

Fig. 50.

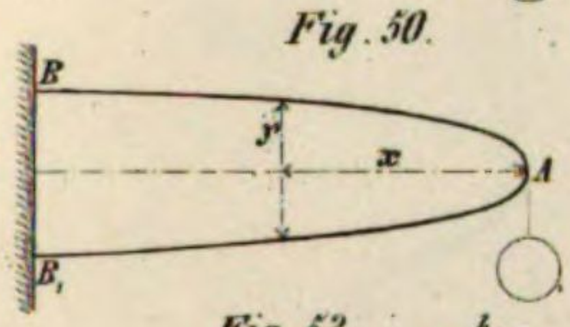
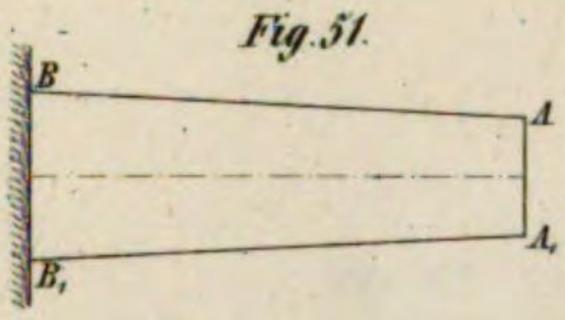


Fig. 51.



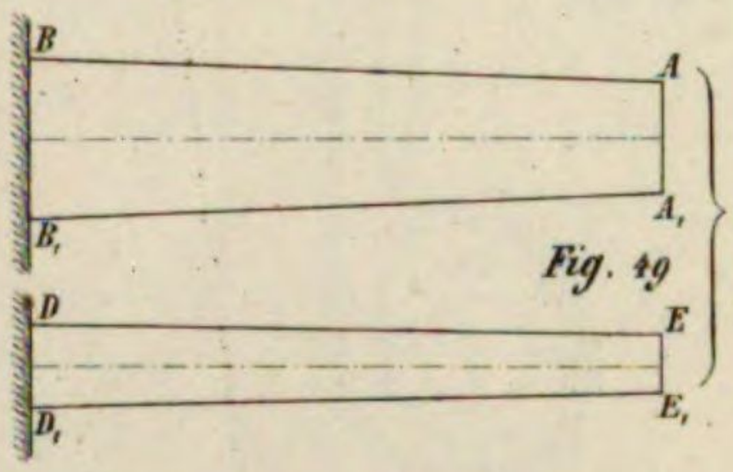


Fig. 49

Fig. 53.

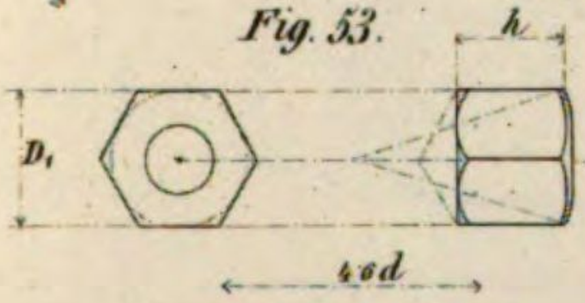


Fig. 54.

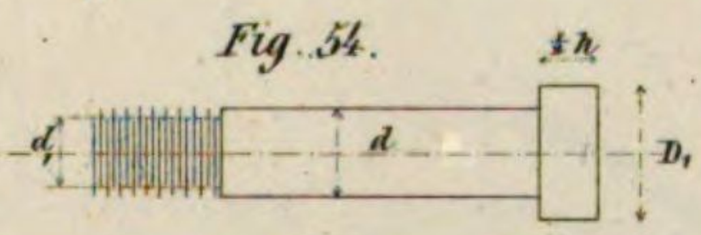


Fig. 52.

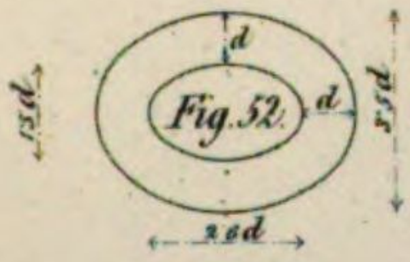


Fig. 57.

Fig. 55.

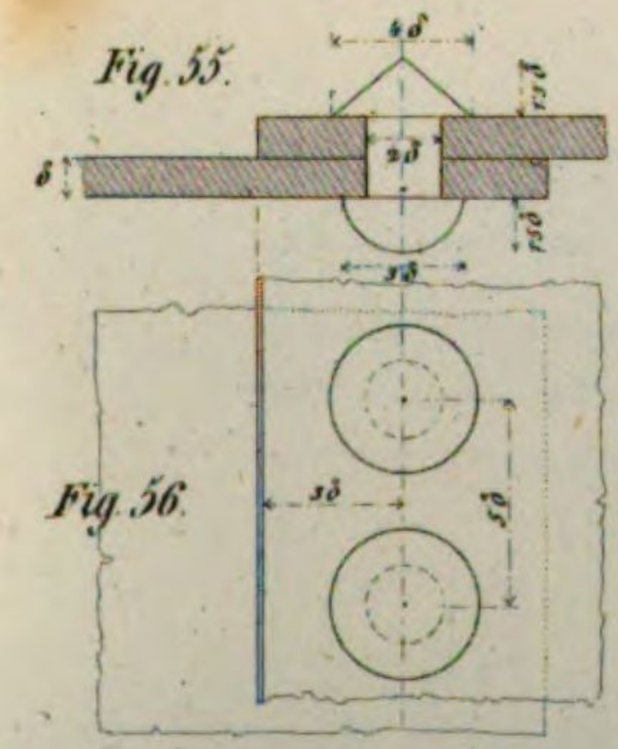


Fig. 58.

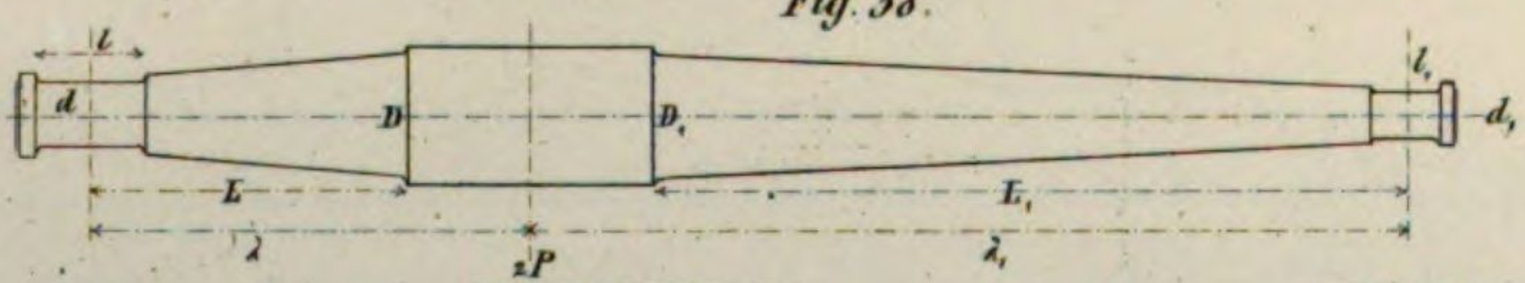


Fig. 56.

Fig. 60.

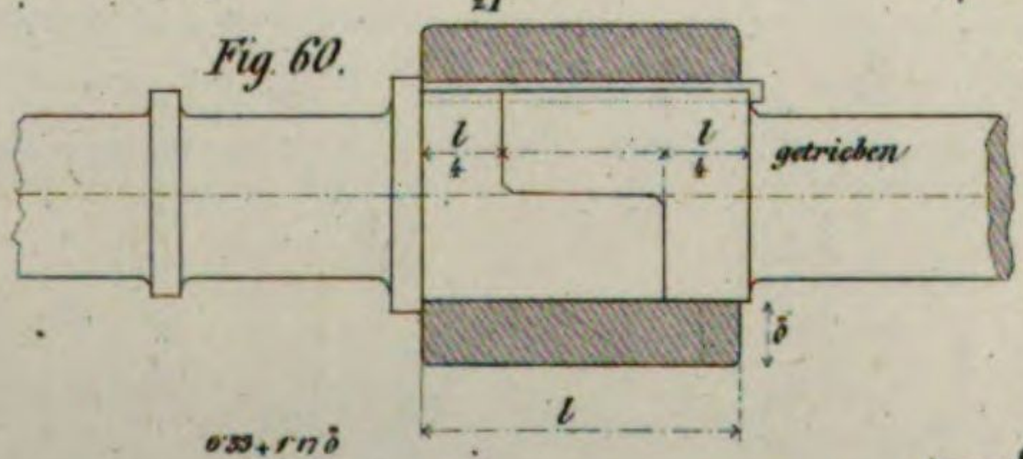


Fig. 61.

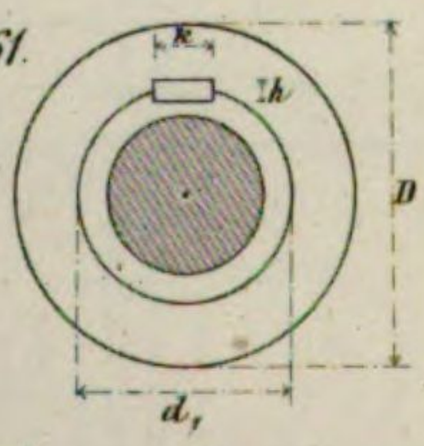


Fig. 97.

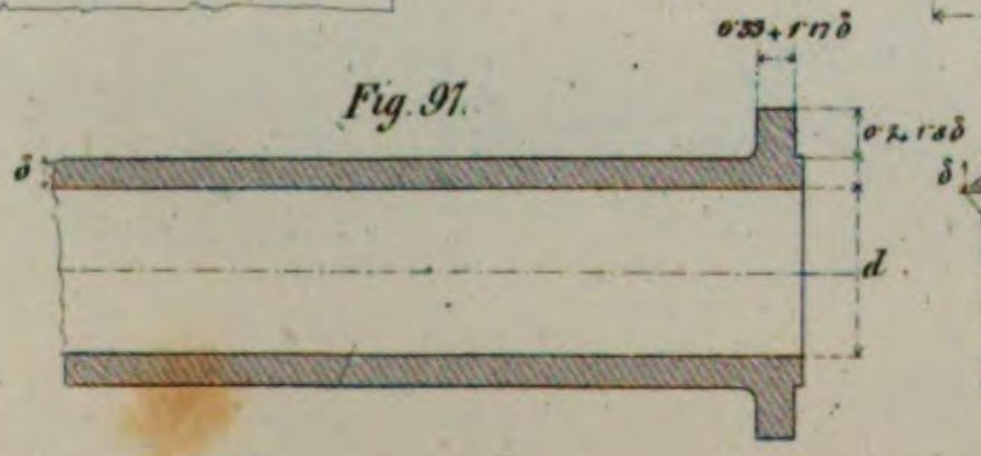


Fig. 98.

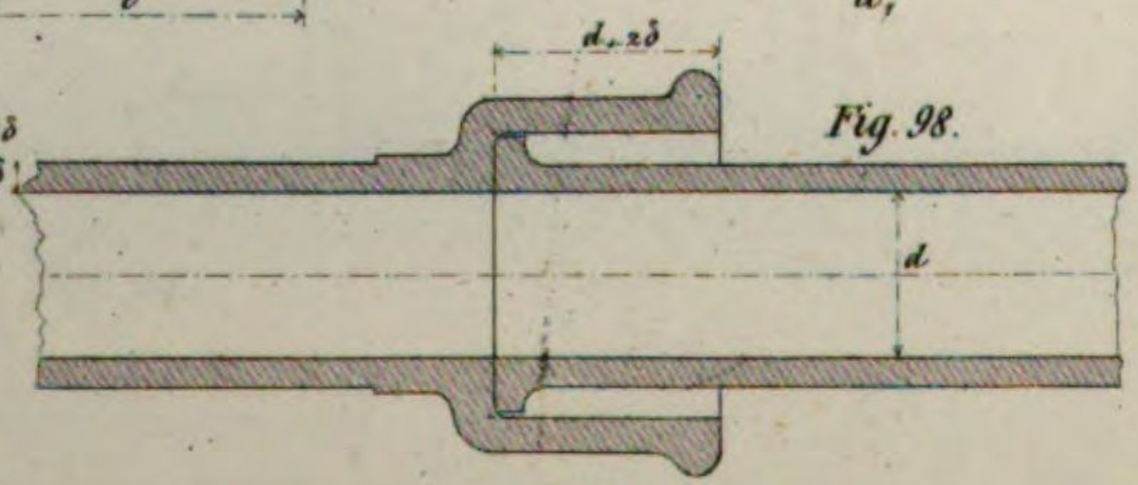


Fig. 62.

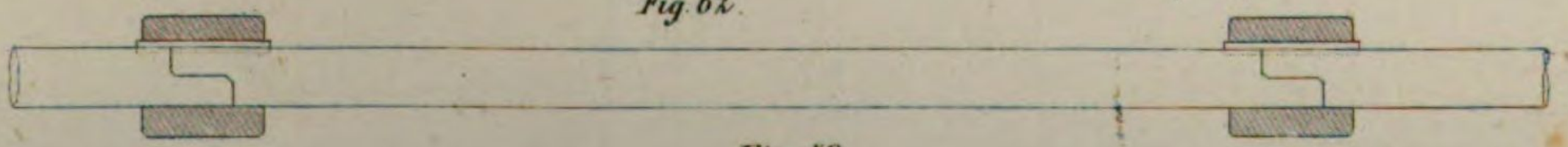
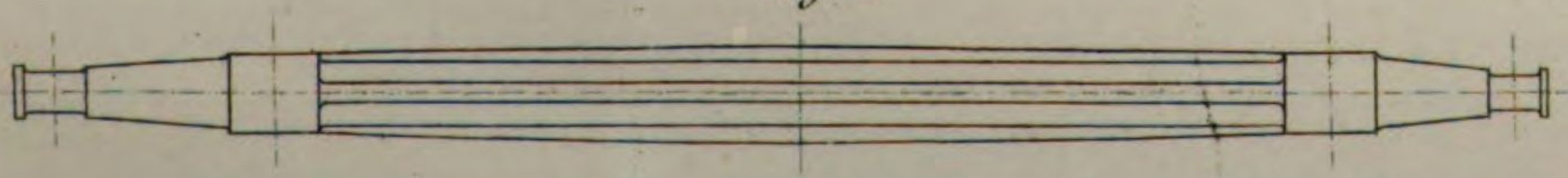


Fig. 59.



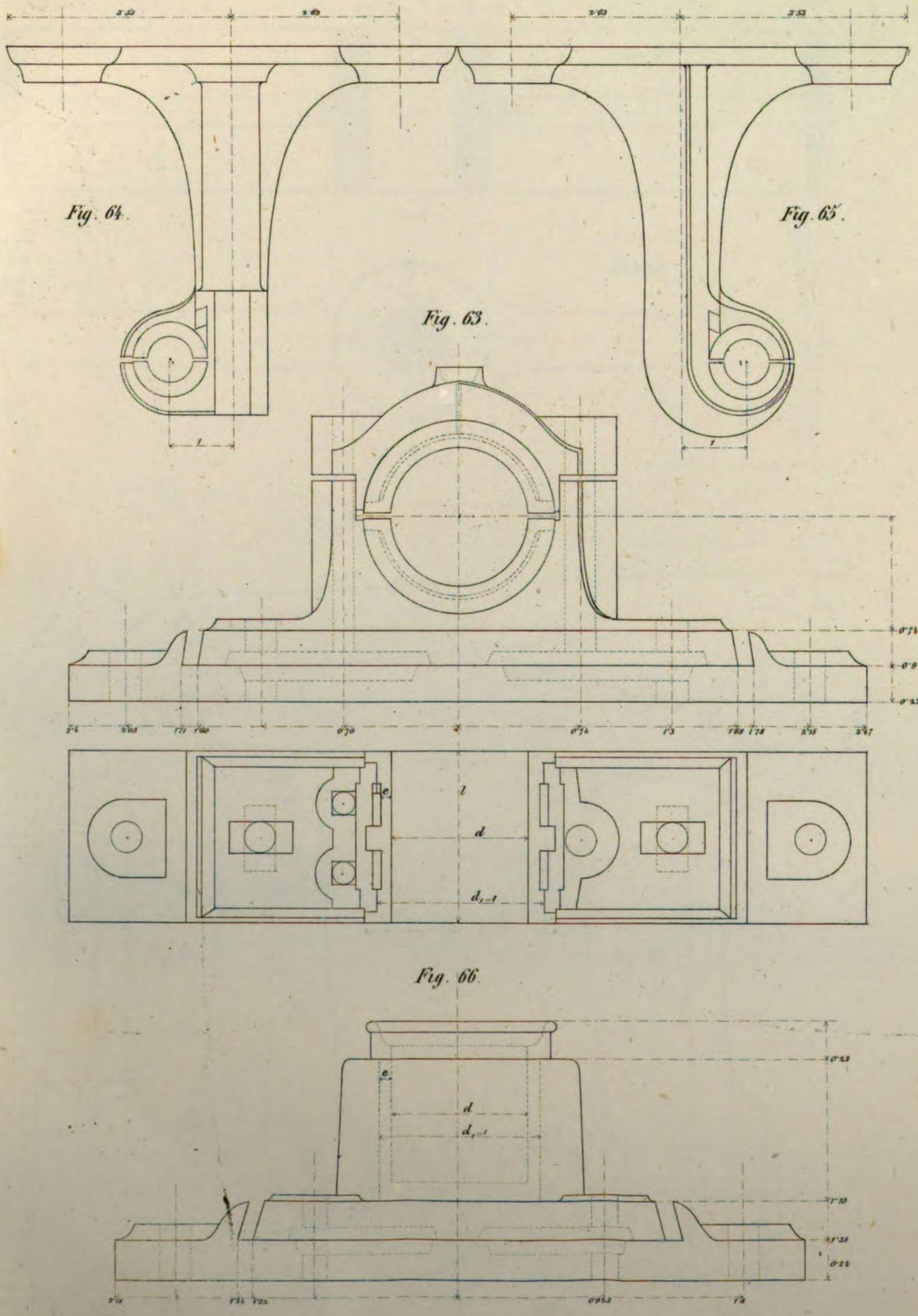


Fig. 64.

Fig. 65.

Fig. 63.

Fig. 66.

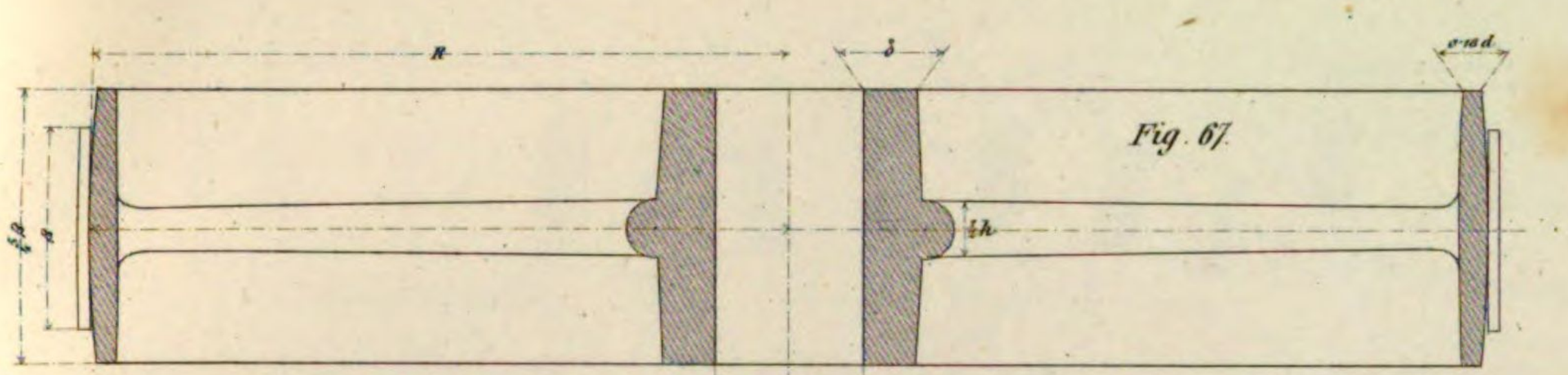


Fig. 67.

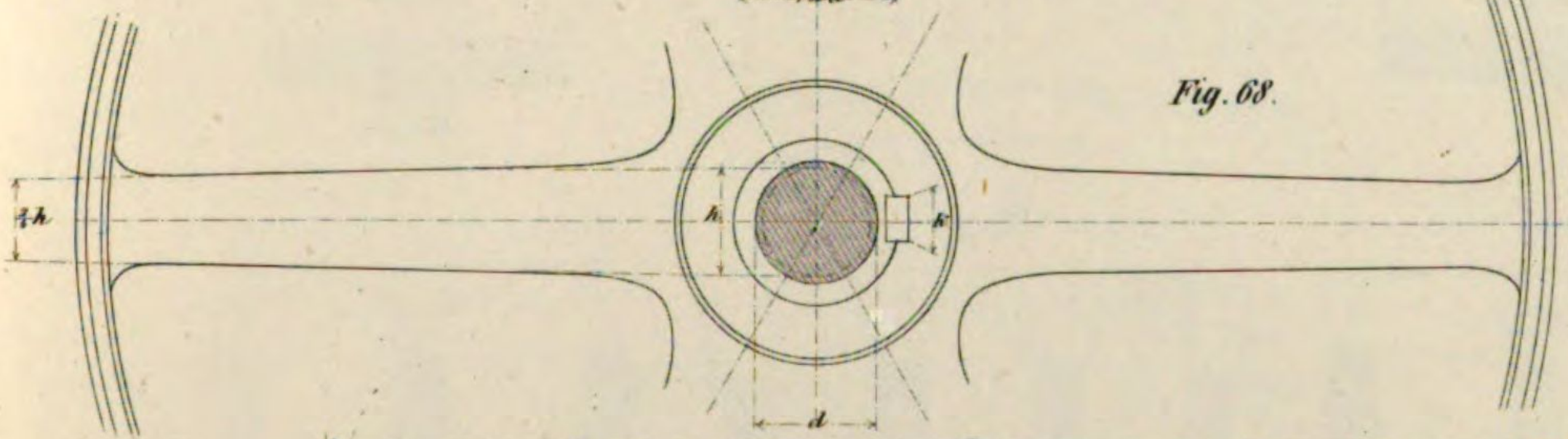


Fig. 68.

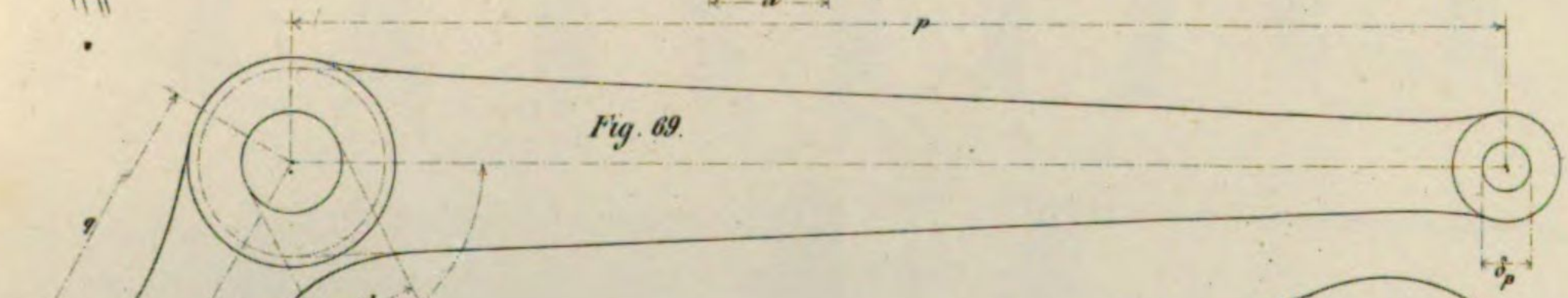


Fig. 69.

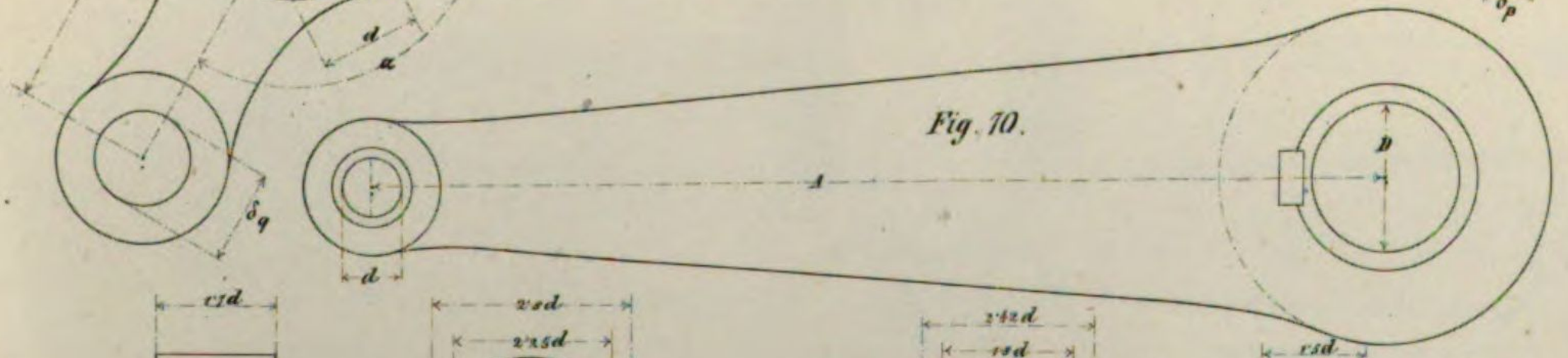


Fig. 70.

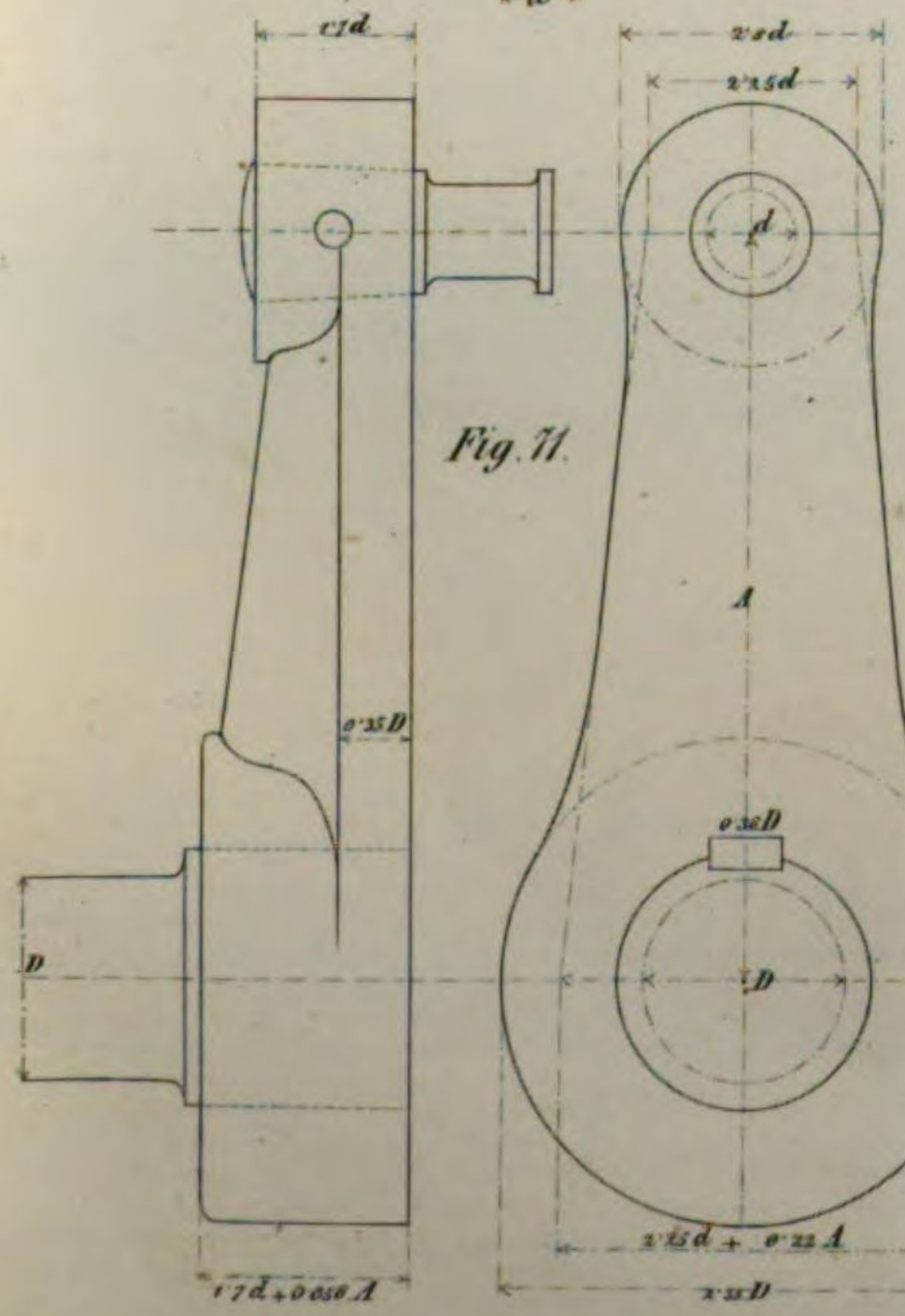


Fig. 71.

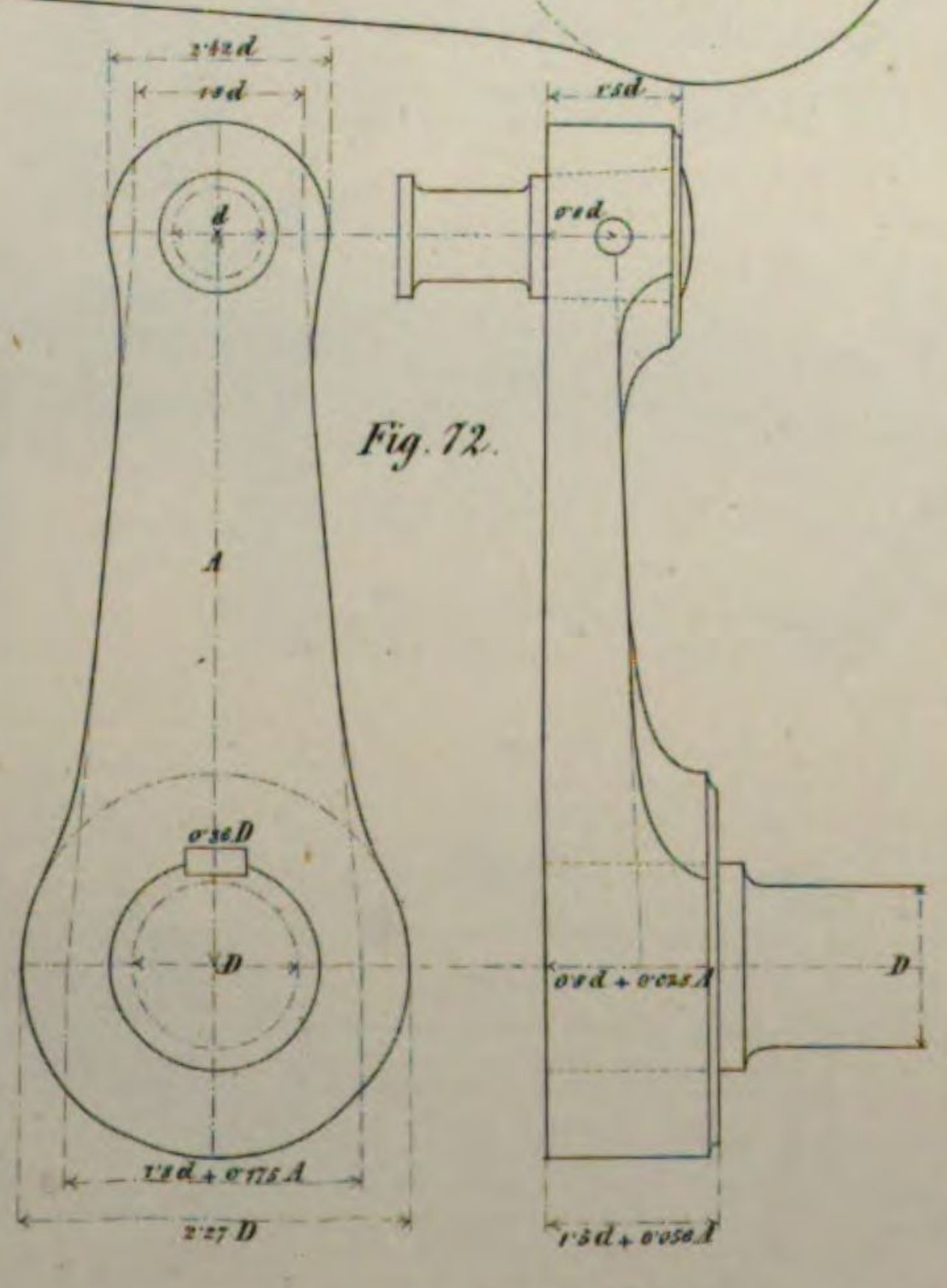


Fig. 72.

Fig. 73.

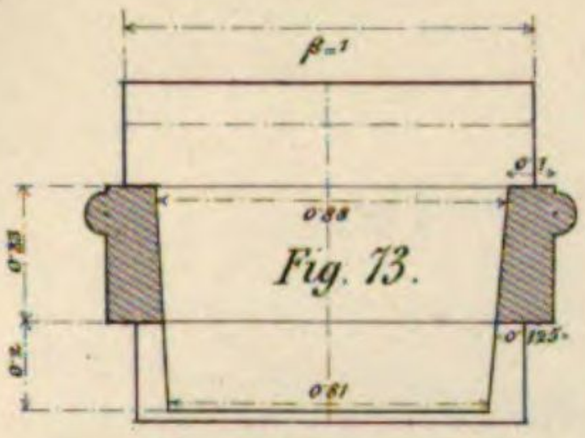


Fig. 74.

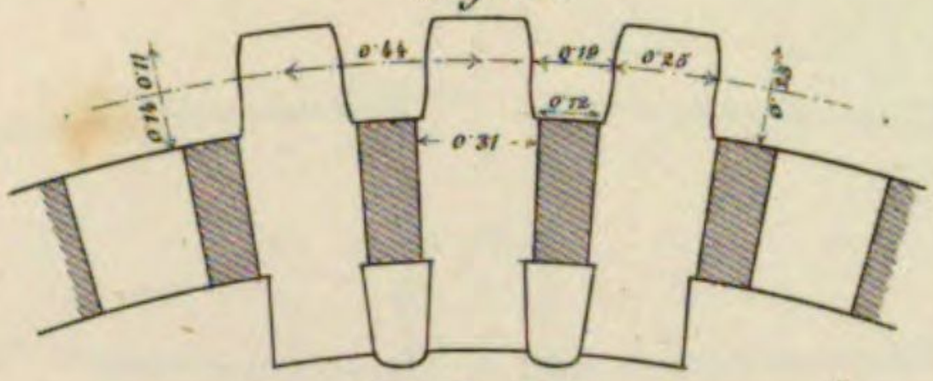


Fig. 75.

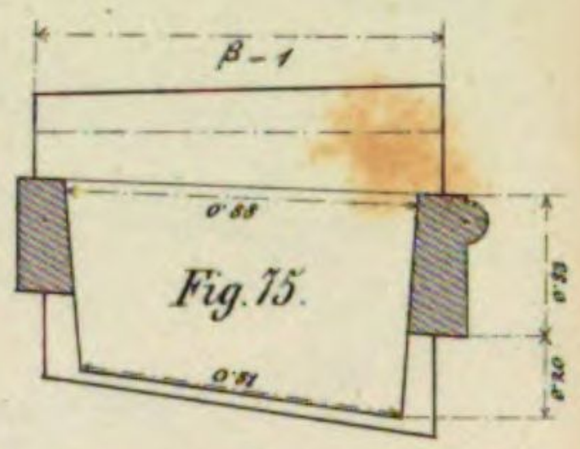


Fig. 76.

Fig. 77.

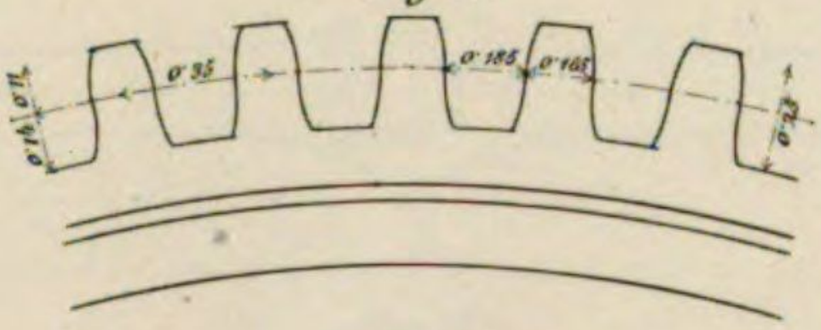


Fig. 78.

Fig. 79.

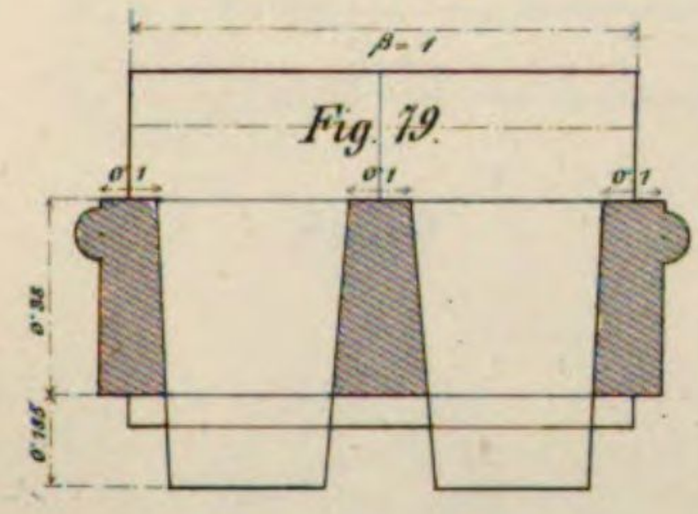


Fig. 80.

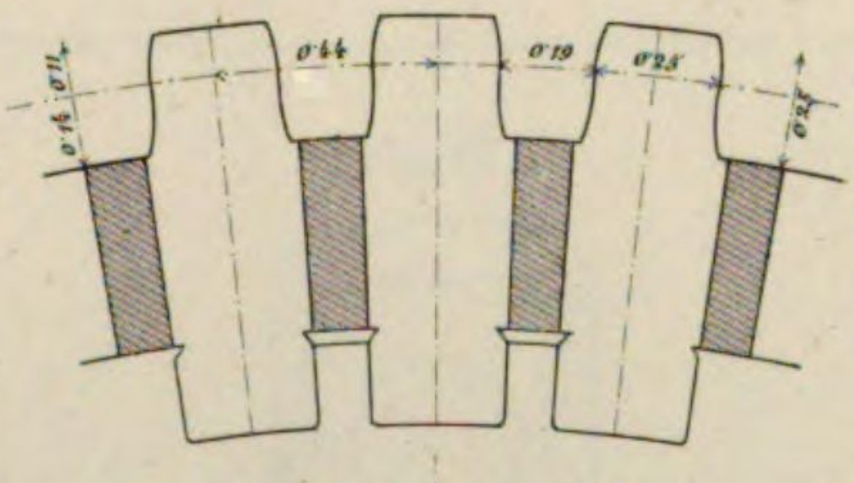


Fig. 81.

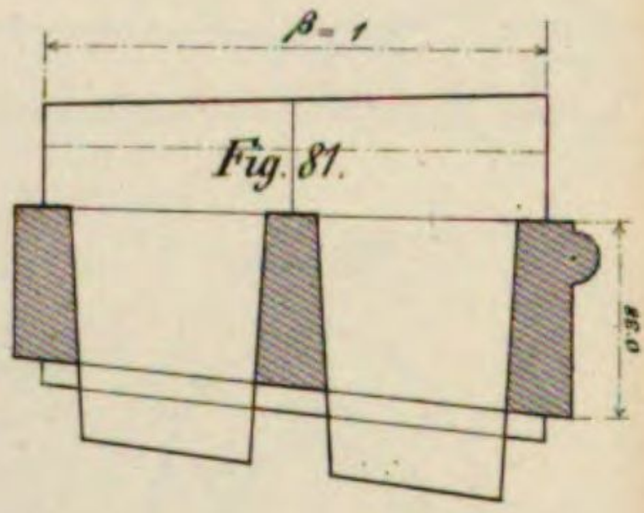


Fig. 82.

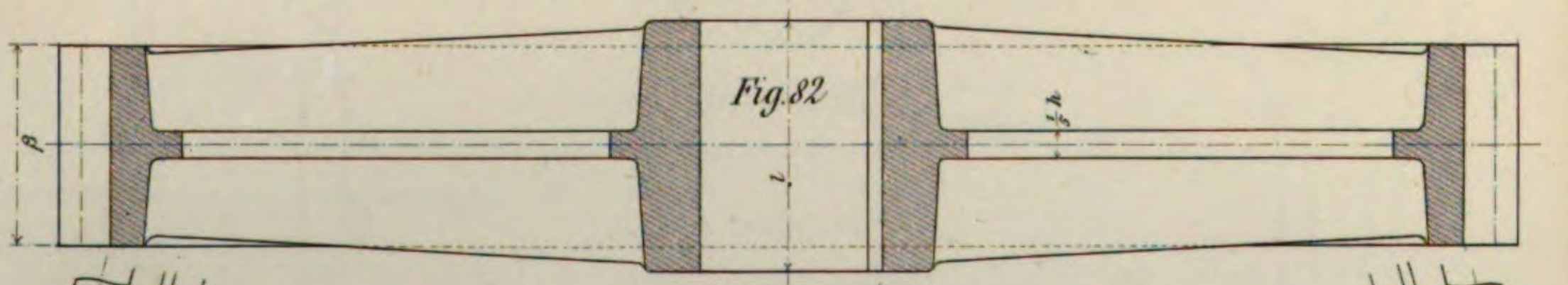


Fig. 83.

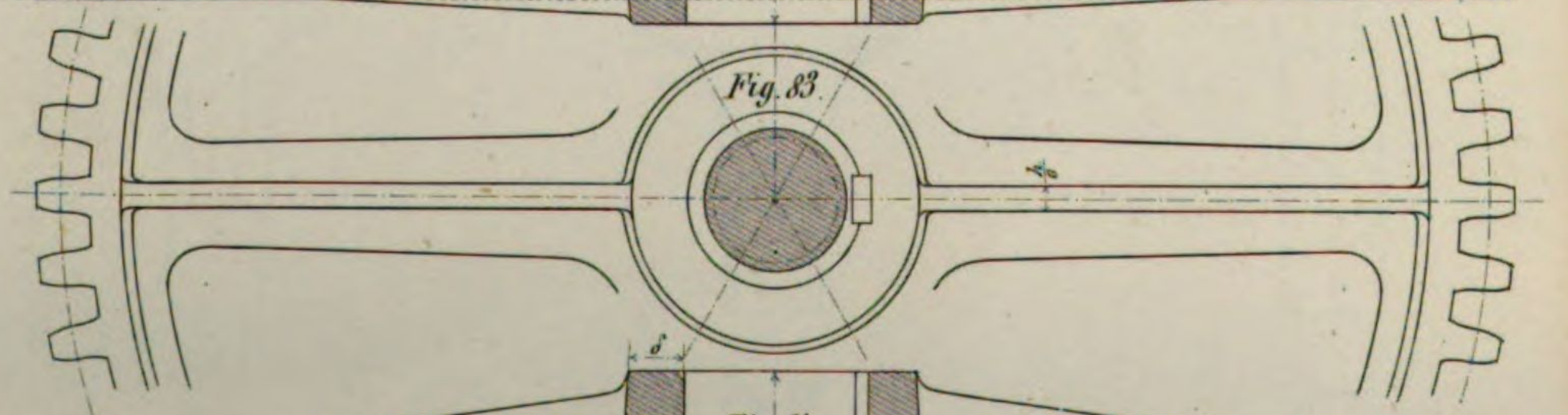


Fig. 84.

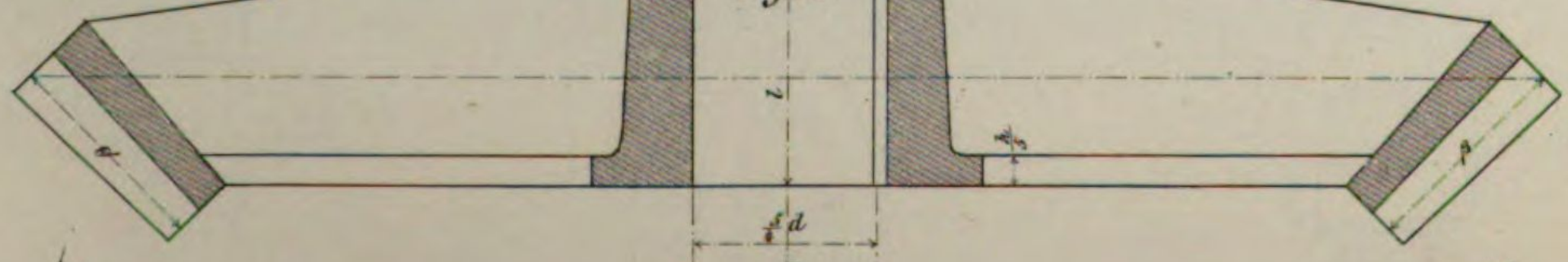
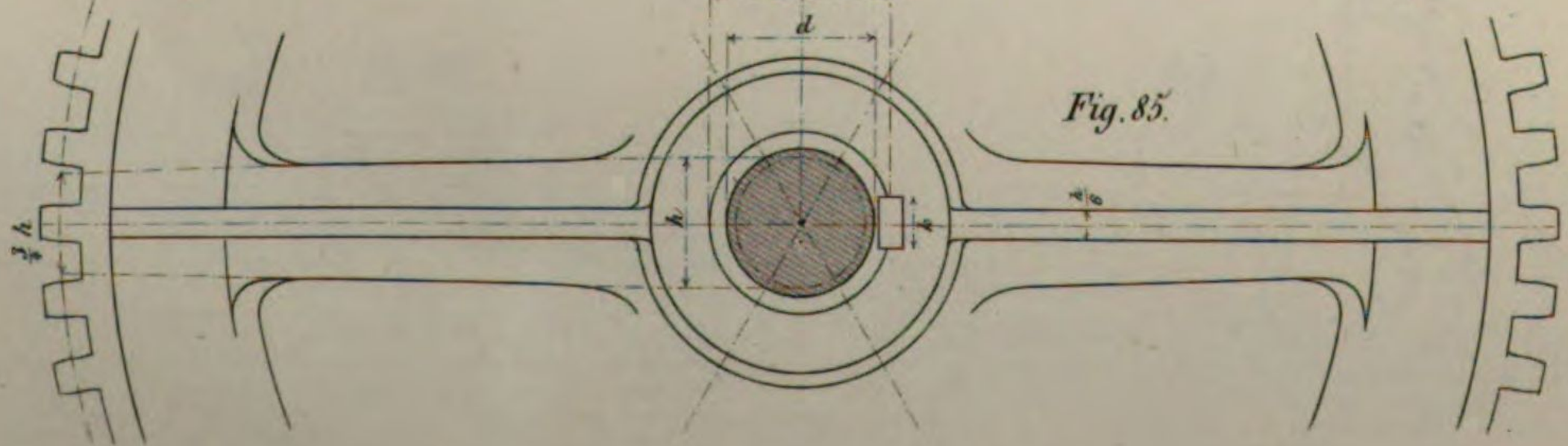


Fig. 85.



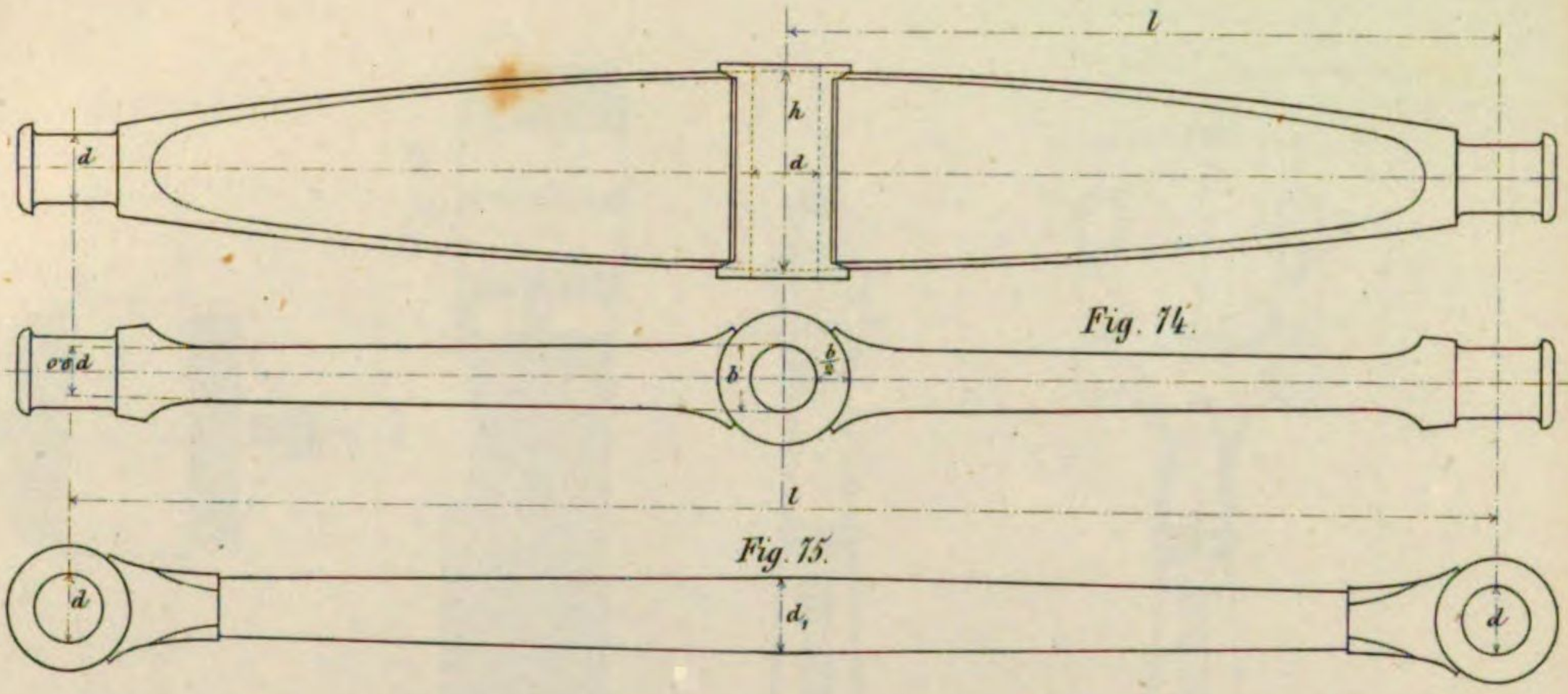


Fig. 74.

Fig. 75.

Fig. 76.

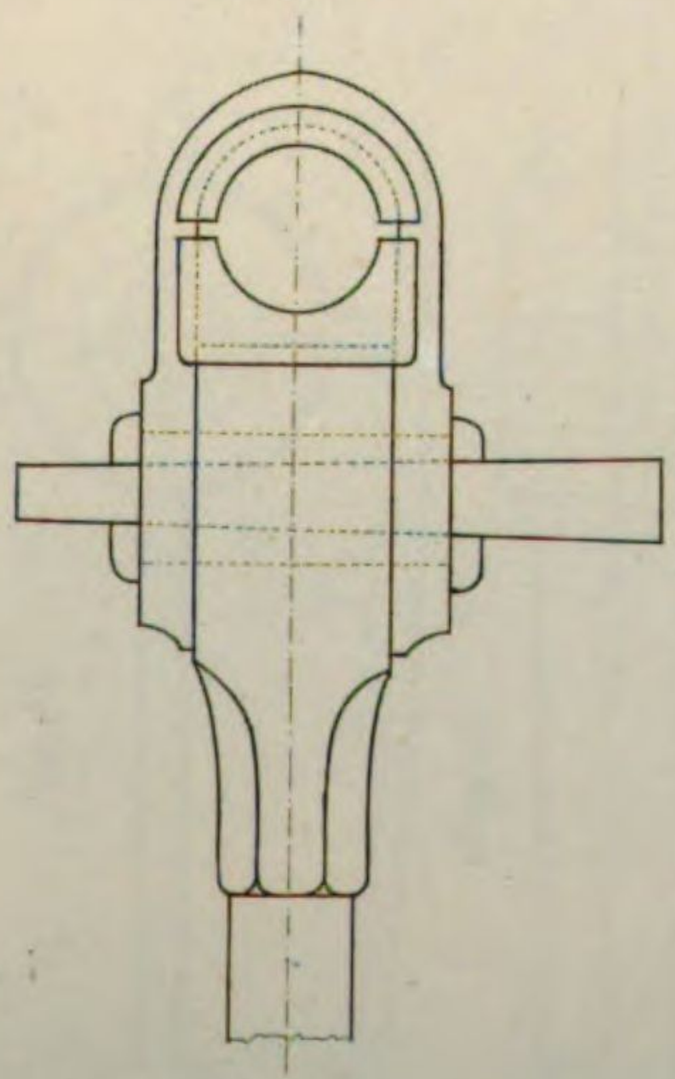


Fig. 77.

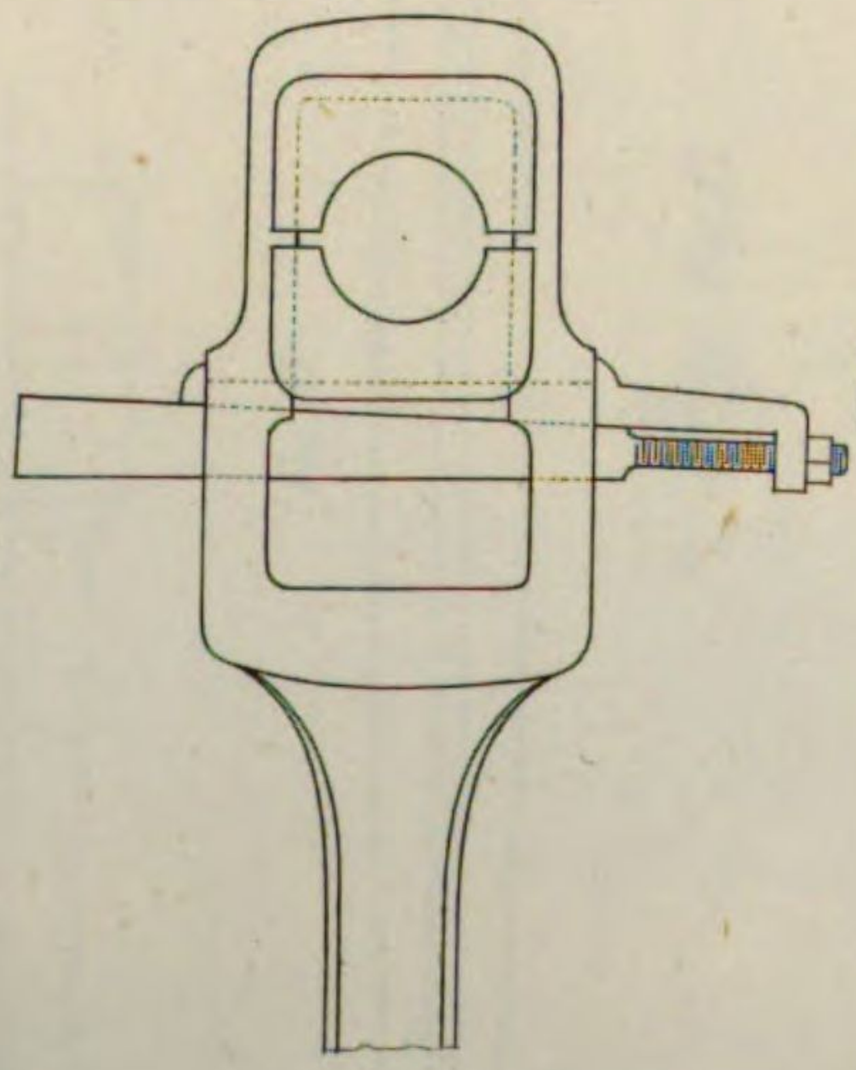
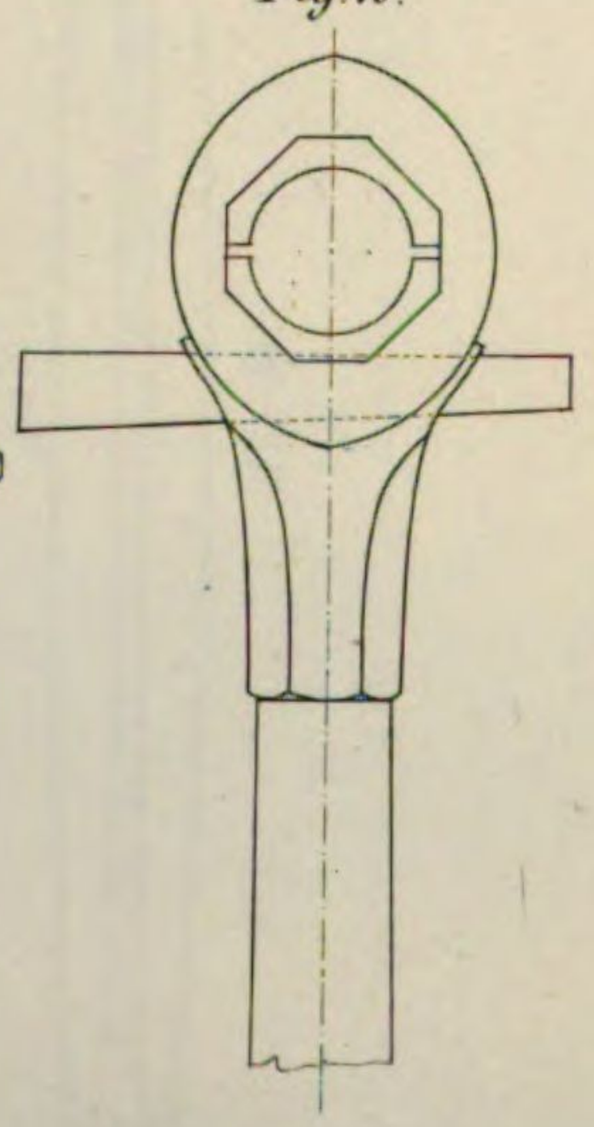


Fig. 78.



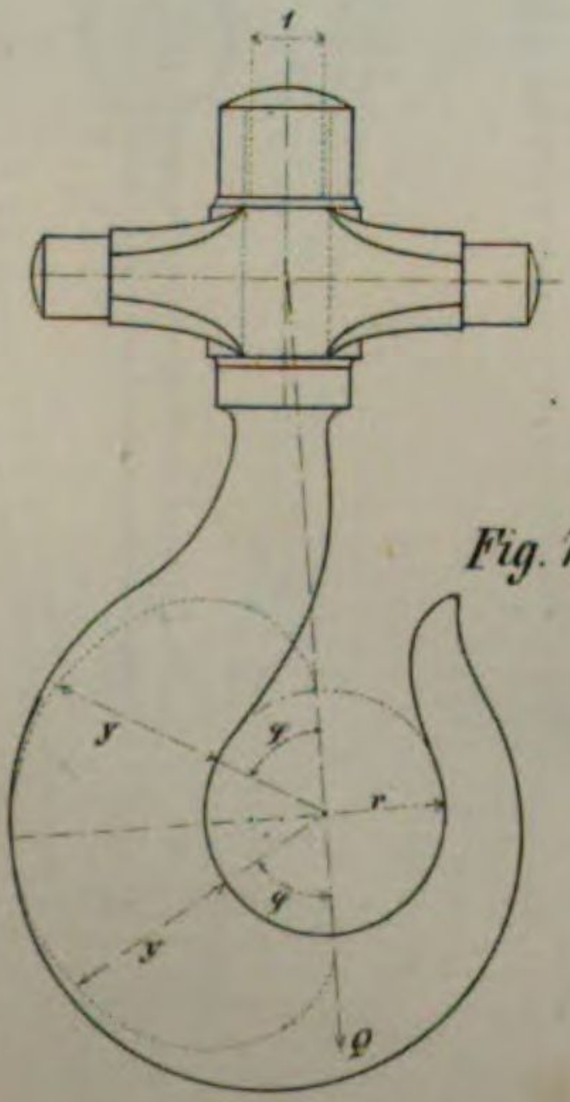
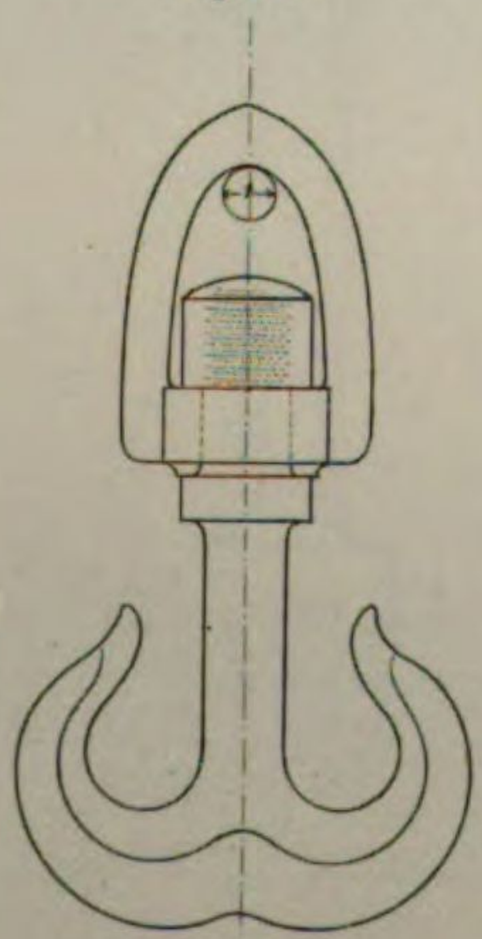


Fig. 79.

Fig. 80.



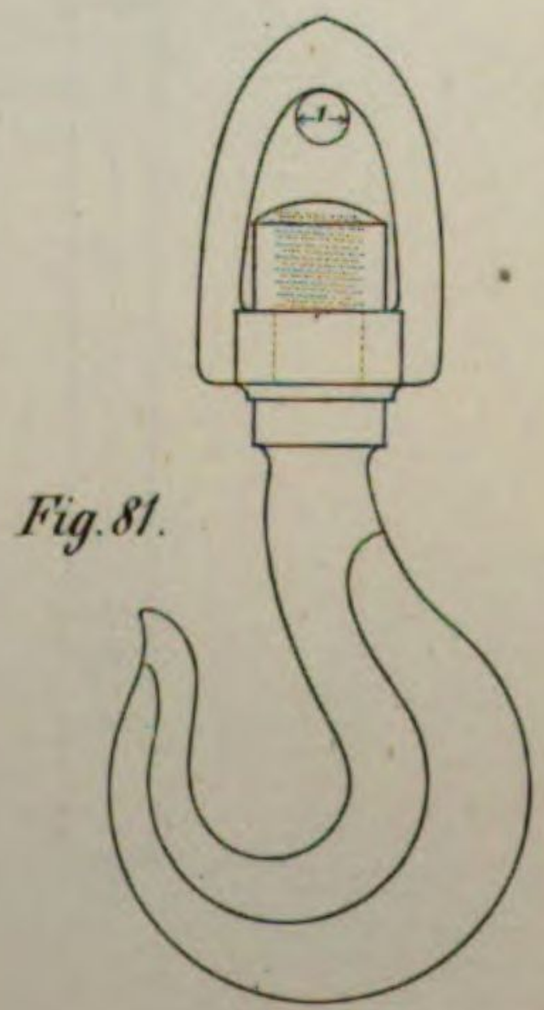


Fig. 81.

Fig. 82.

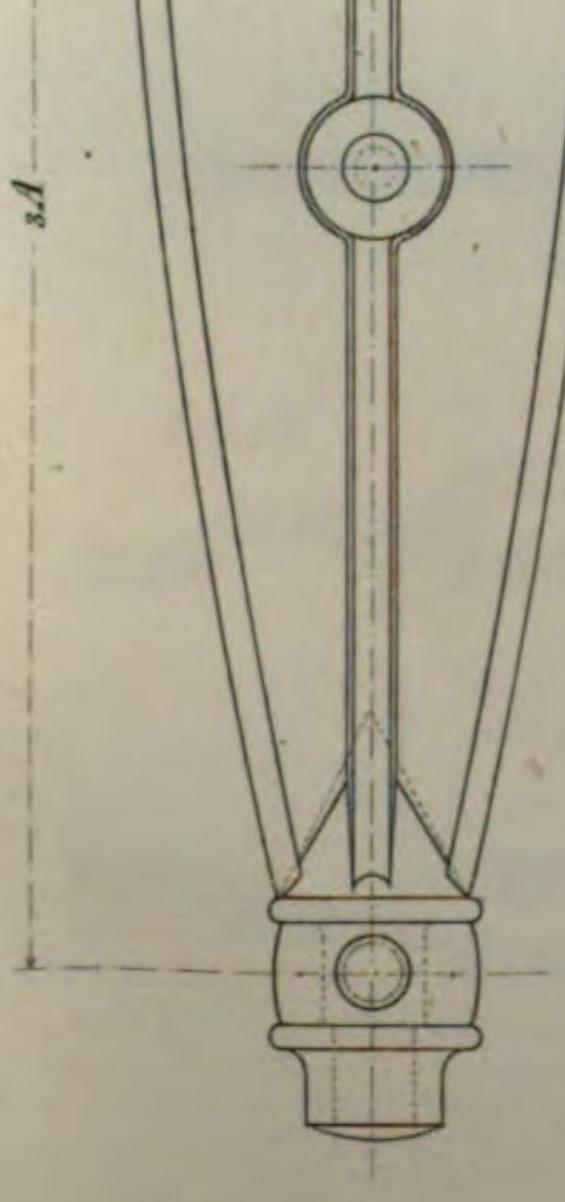


Fig. 83.

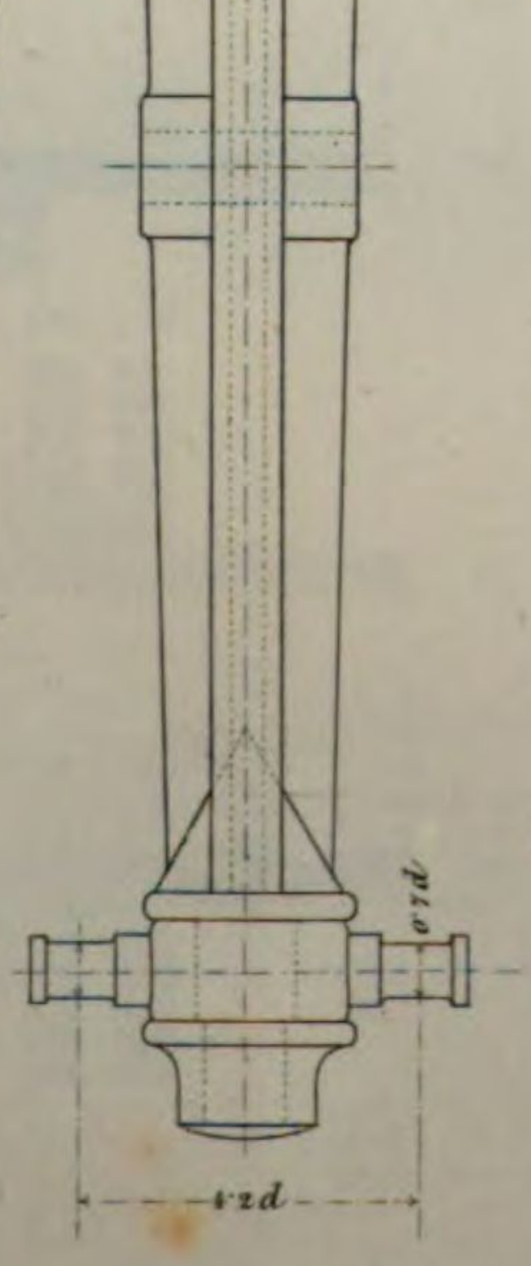


Fig. 84.

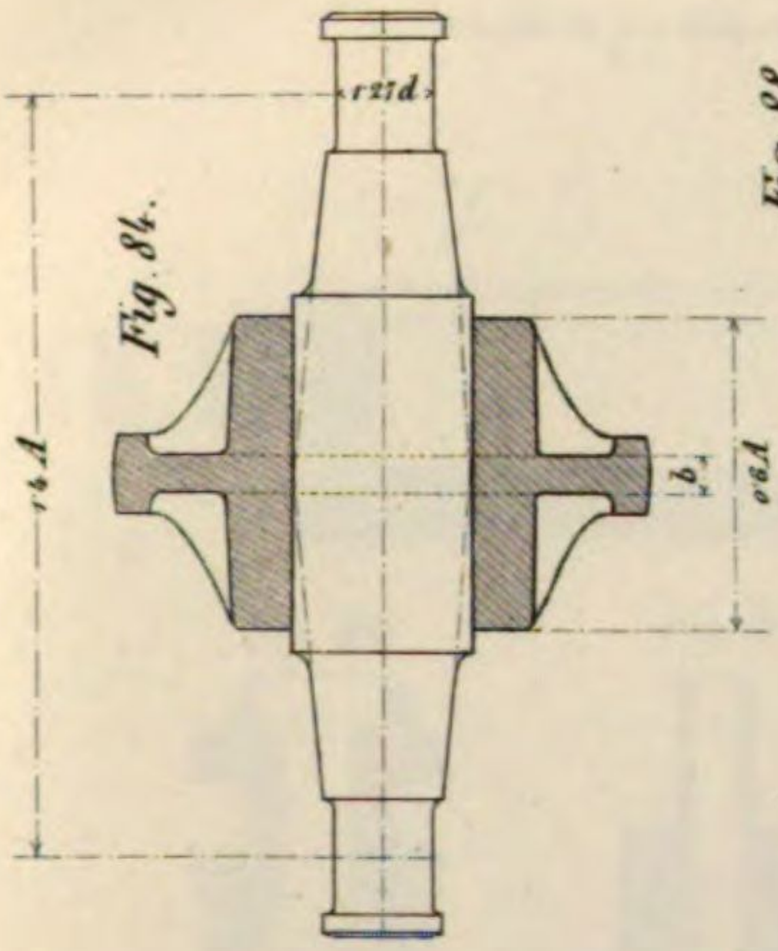


Fig. 85.

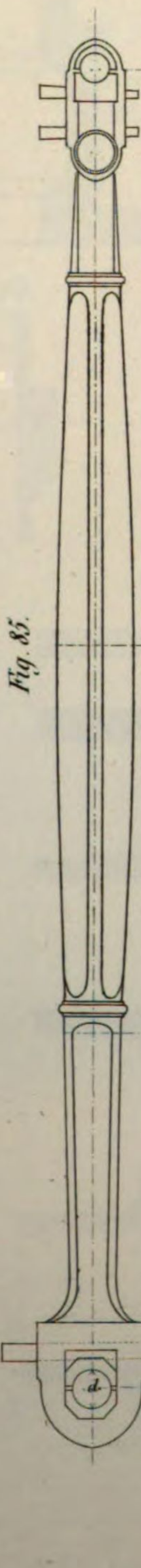


Fig. 87.

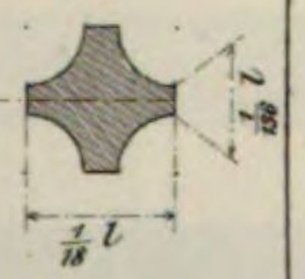
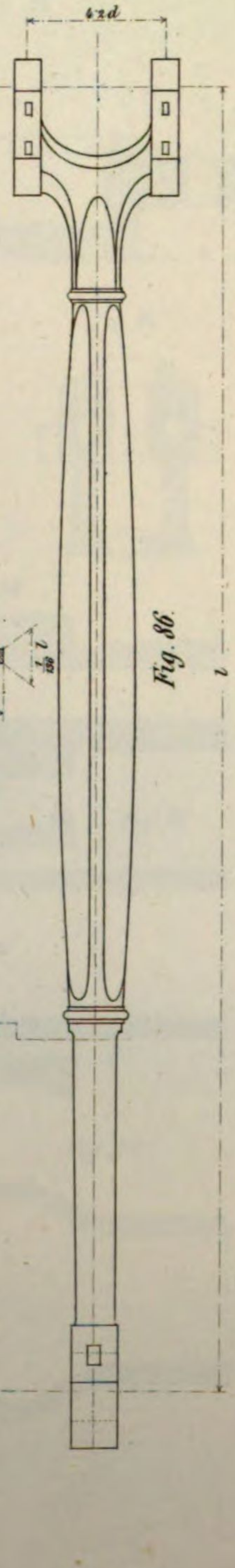


Fig. 86.



Metalldicke des Cylinders
$\delta = 1$

Fig. 89.

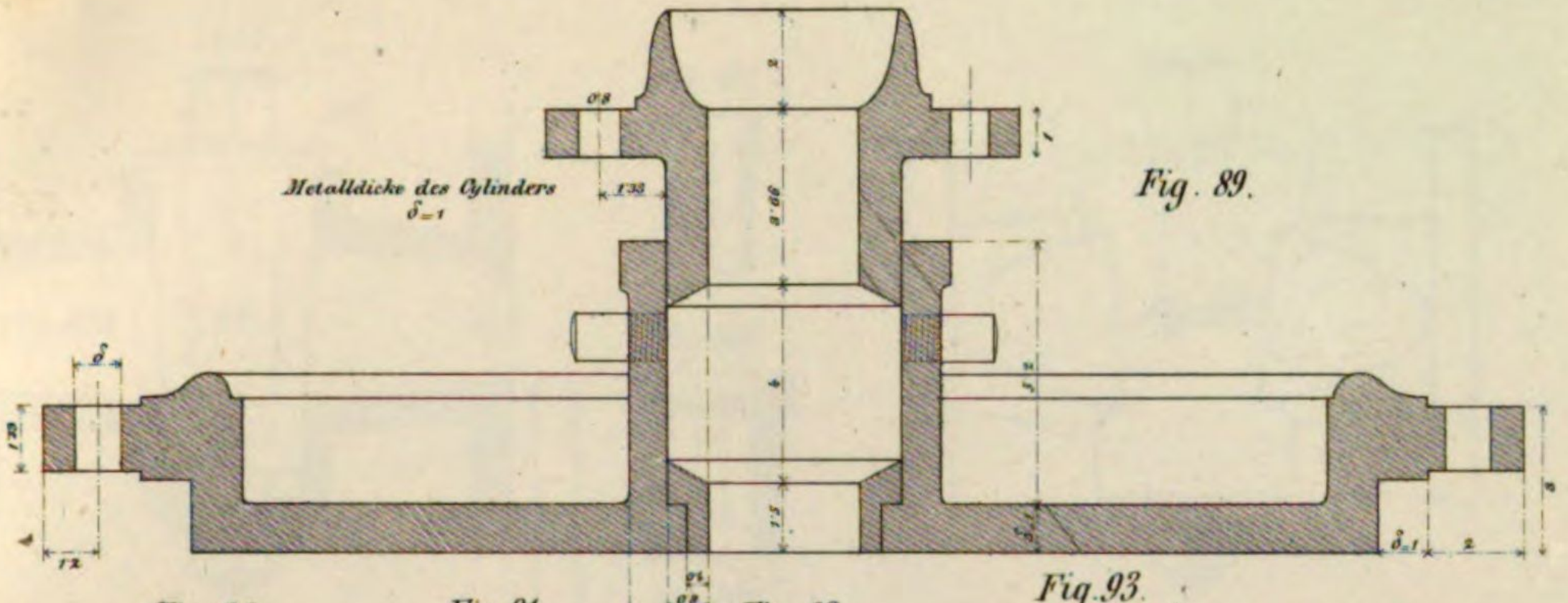


Fig. 90.

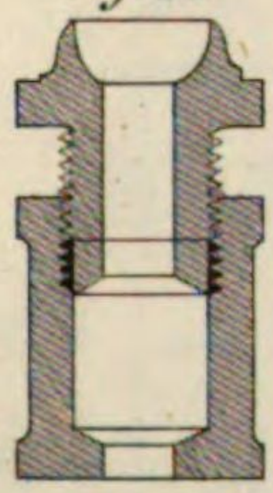


Fig. 91.

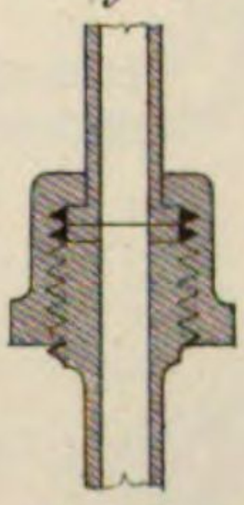


Fig. 92.

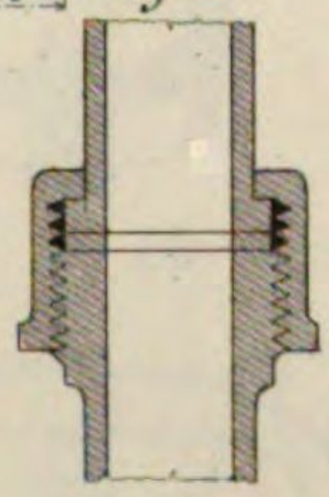


Fig. 93.

Fig. 94.

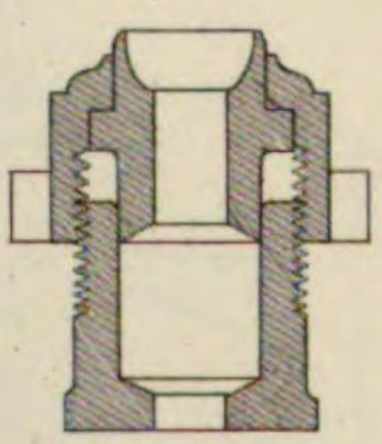


Fig. 95.

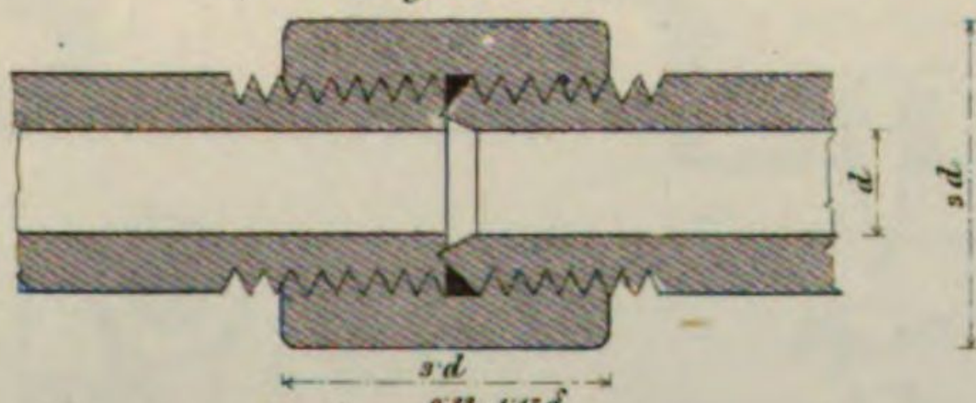


Fig. 96.

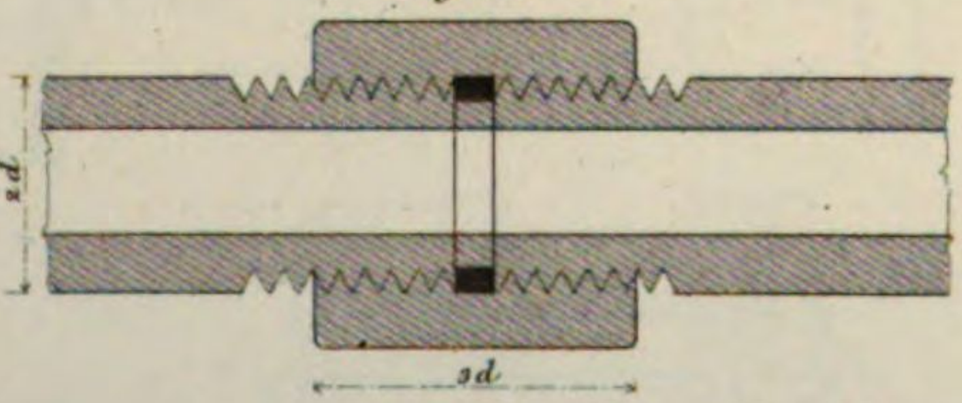


Fig. 97.

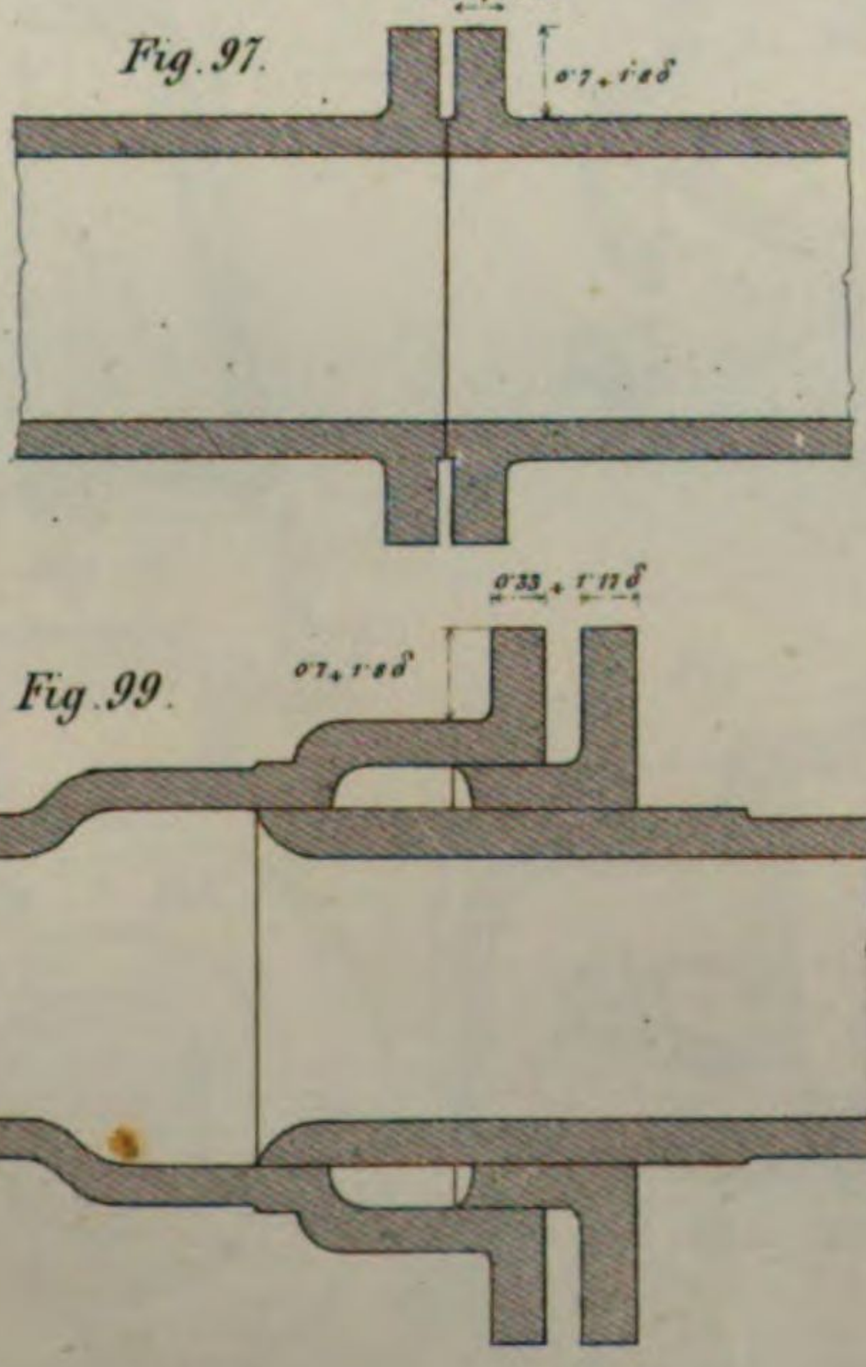


Fig. 98.

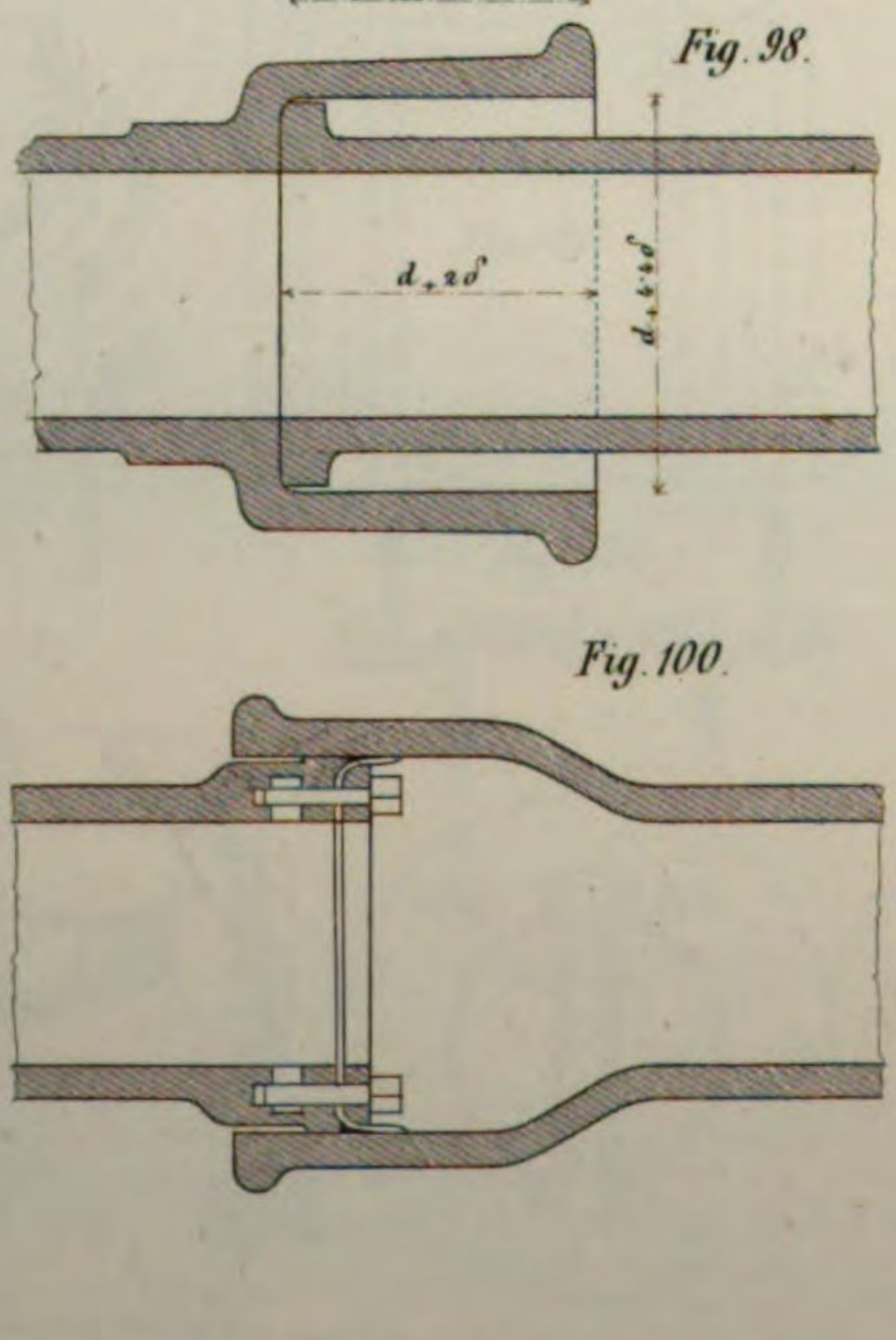


Fig. 99.

Fig. 100.

Lith. Anstalt von H. Straub in Carlsruhe

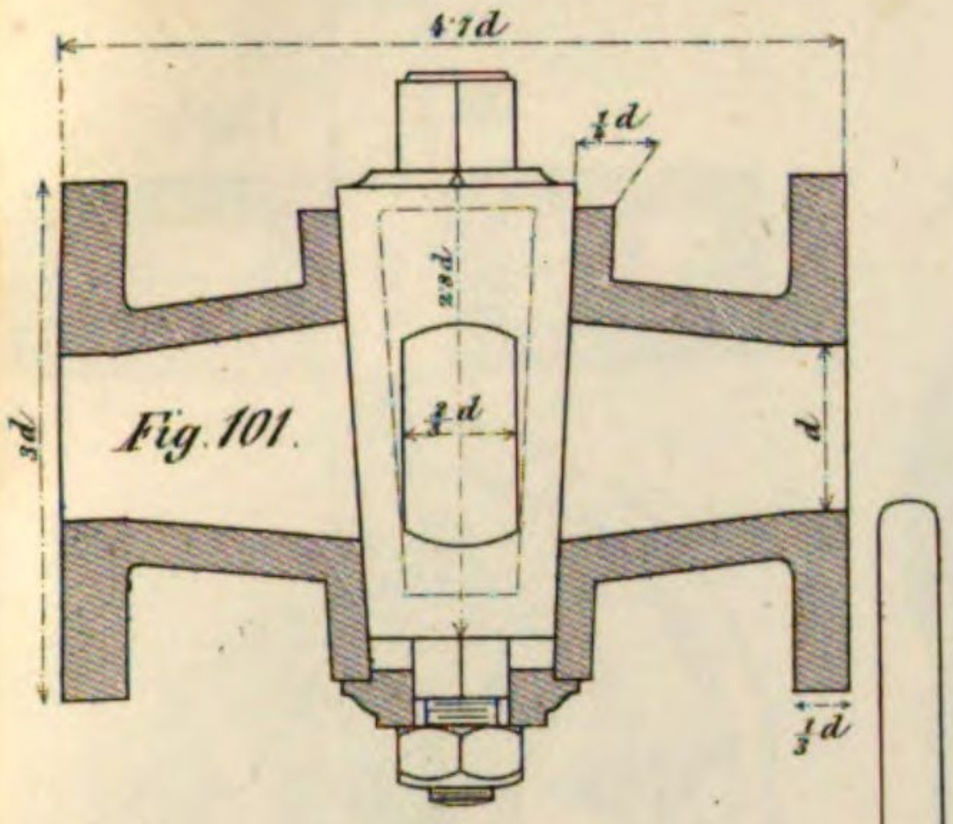


Fig. 101.

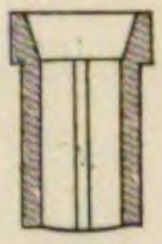


Fig. 107.

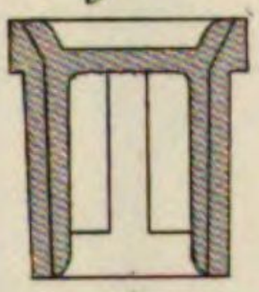


Fig. 108.

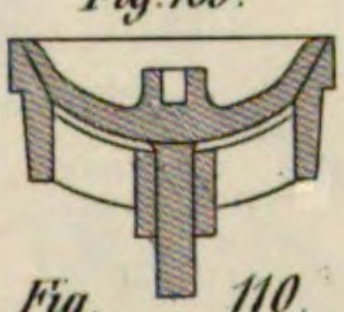


Fig. 109.

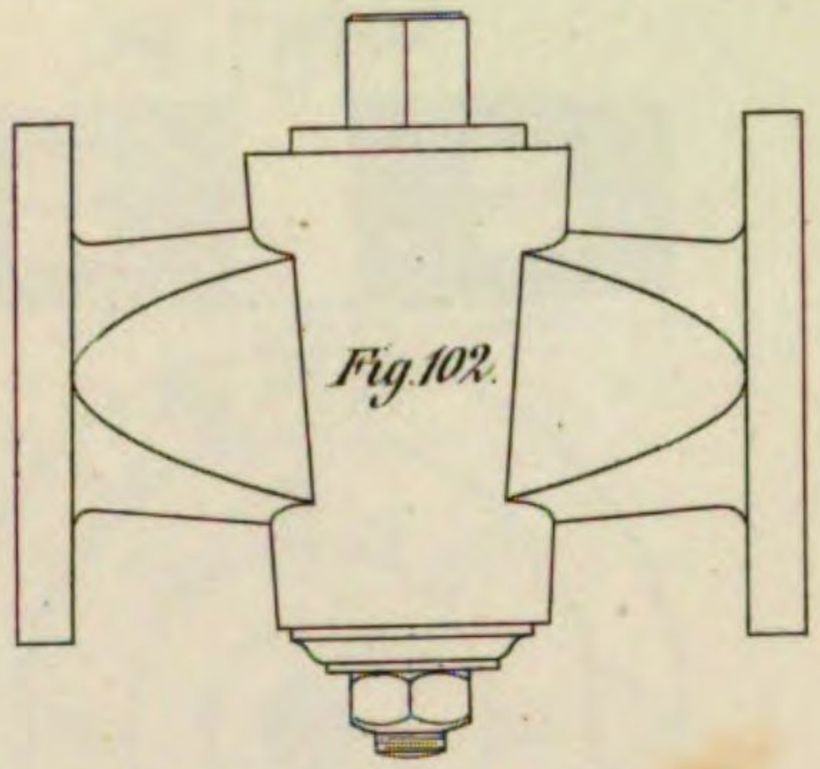


Fig. 102.

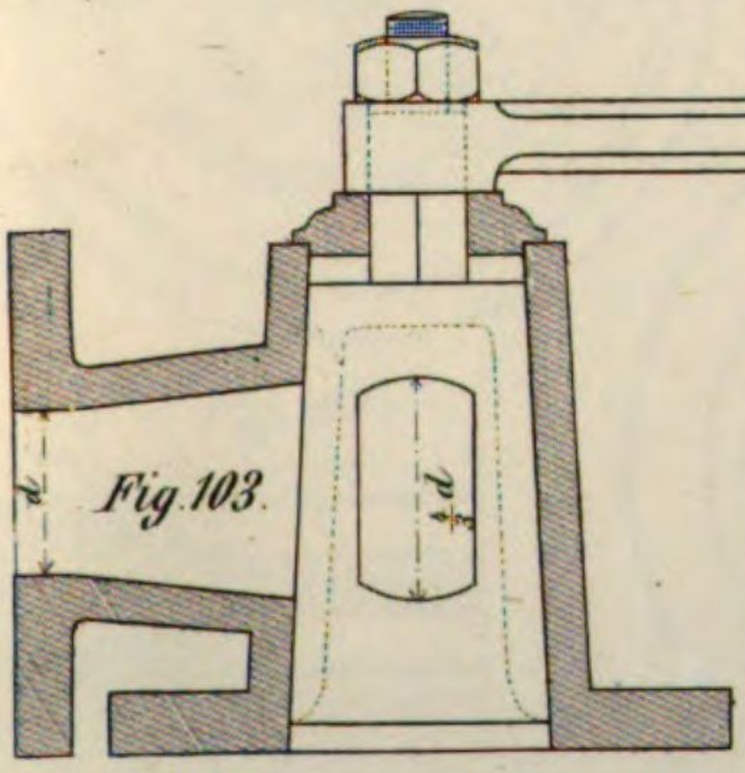
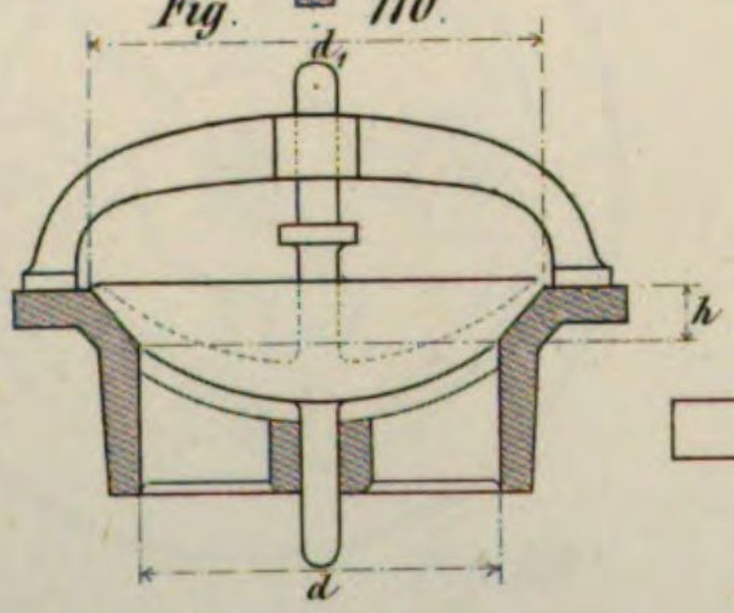


Fig. 103.

Fig. 110.



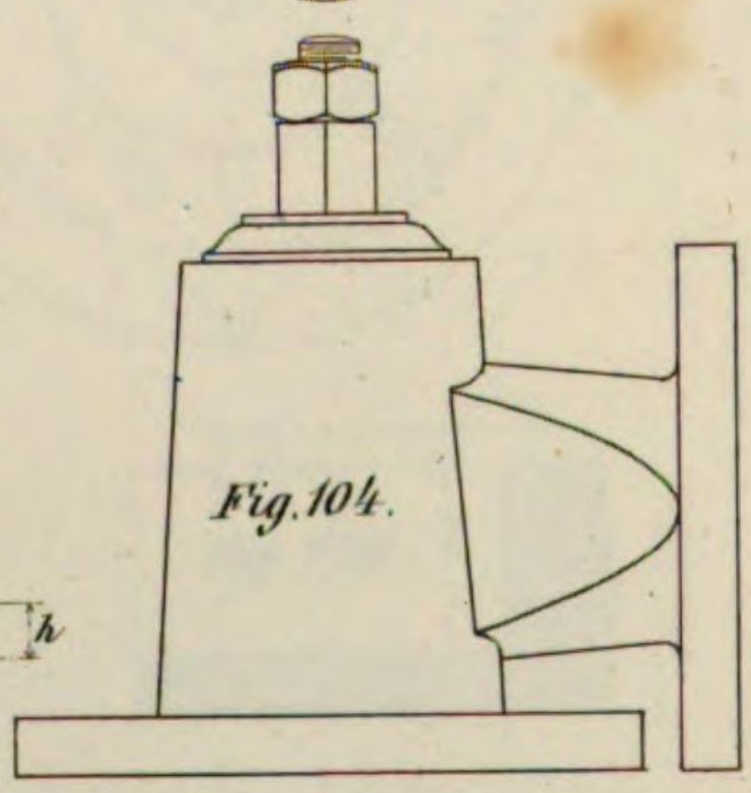


Fig. 104.

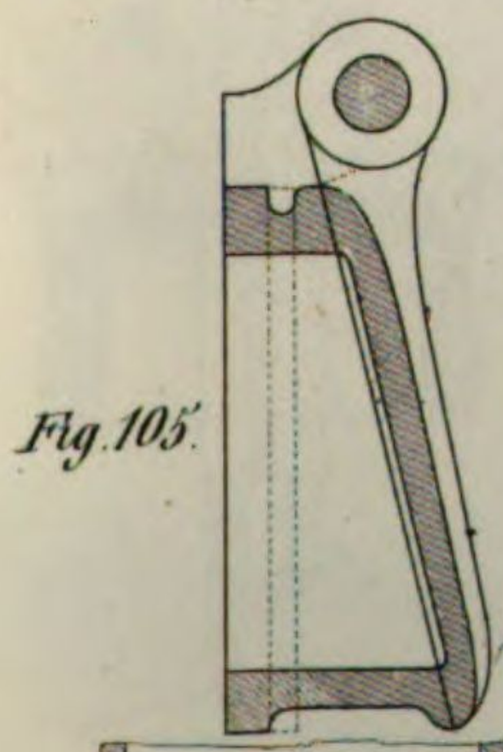


Fig. 105.

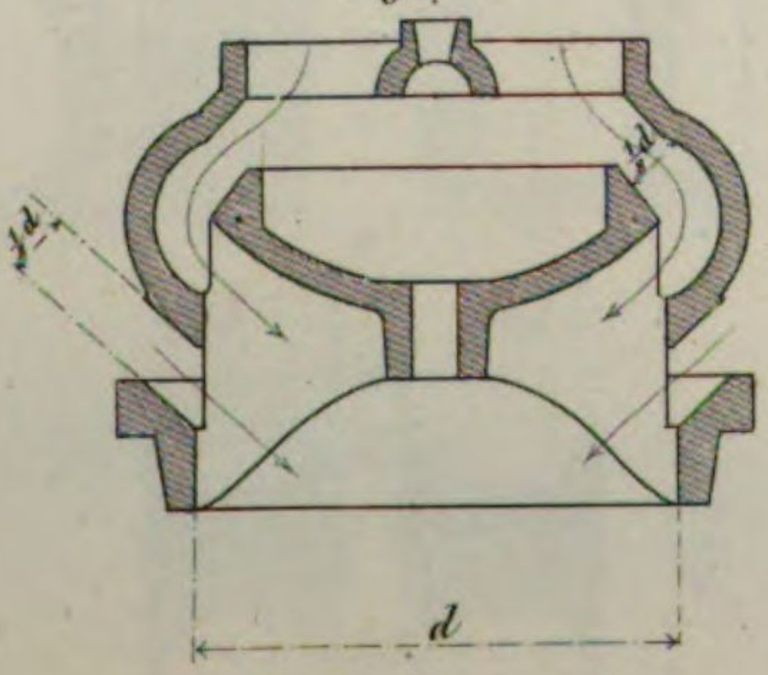


Fig. 111.

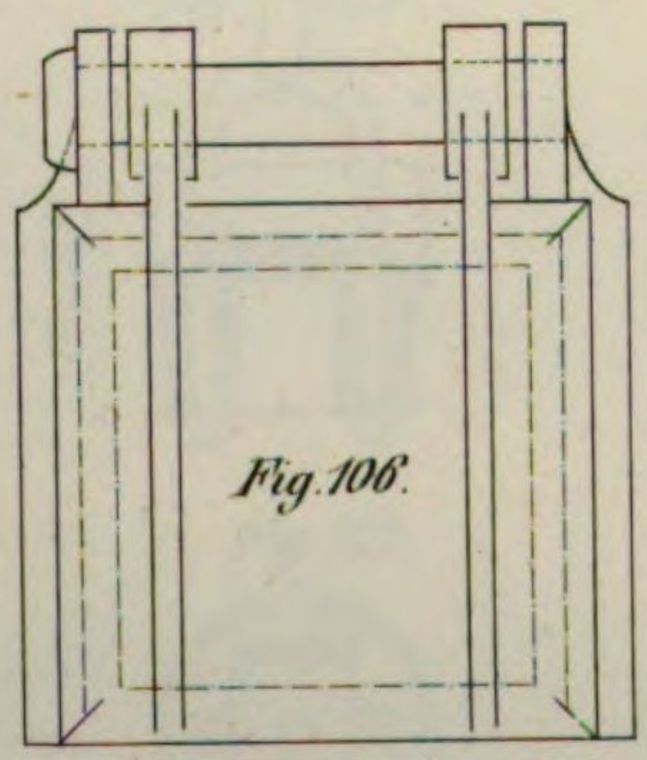


Fig. 106.

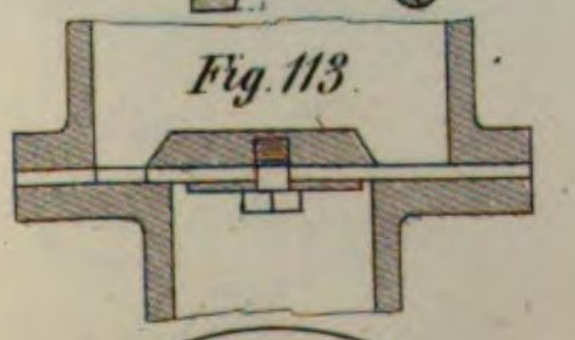


Fig. 113.

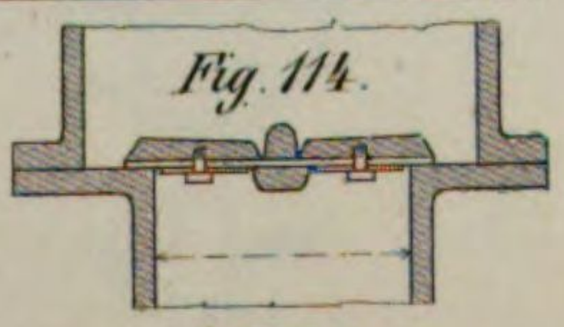


Fig. 114.

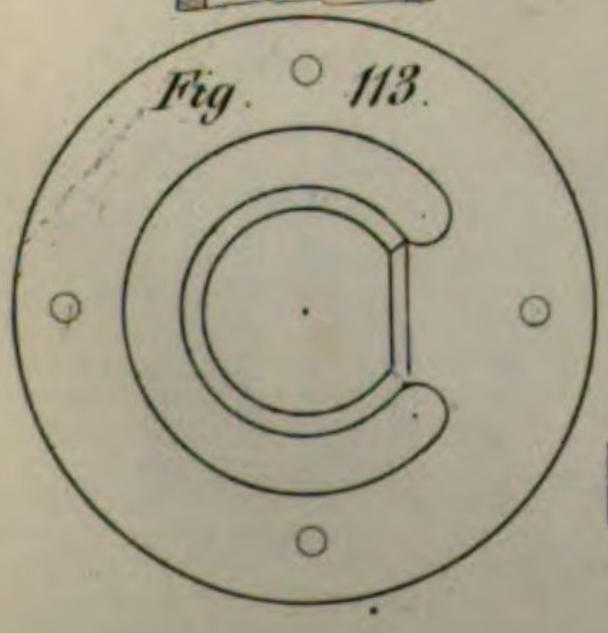
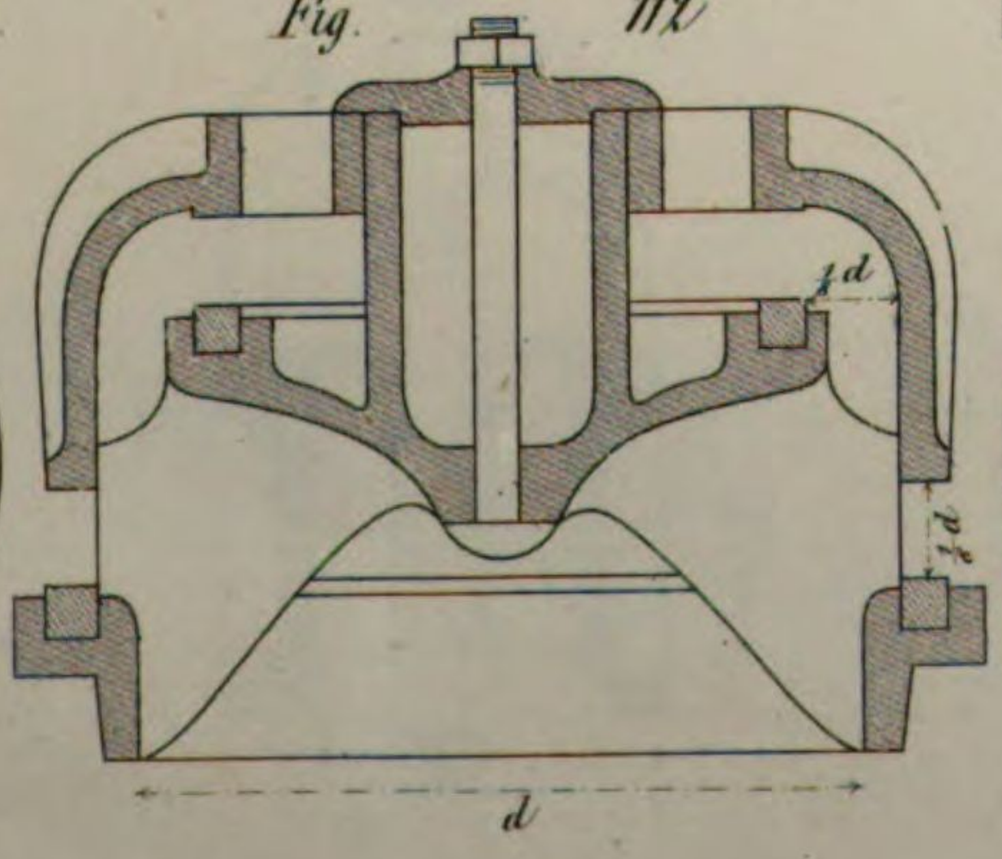


Fig. 113.

Fig. 112



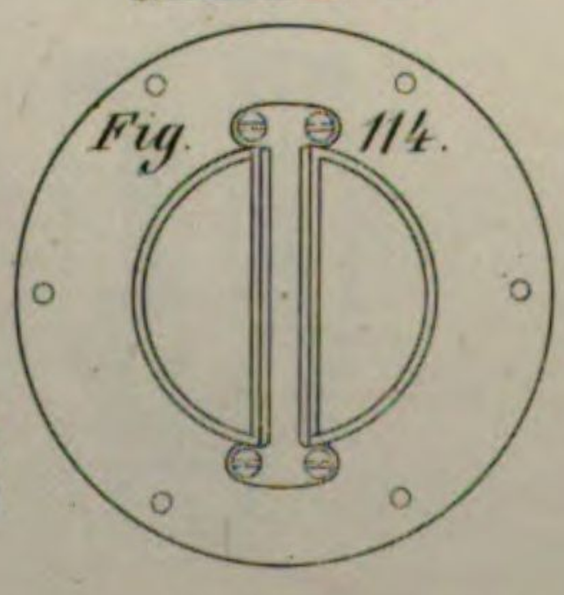


Fig. 114.

Fig. 115.

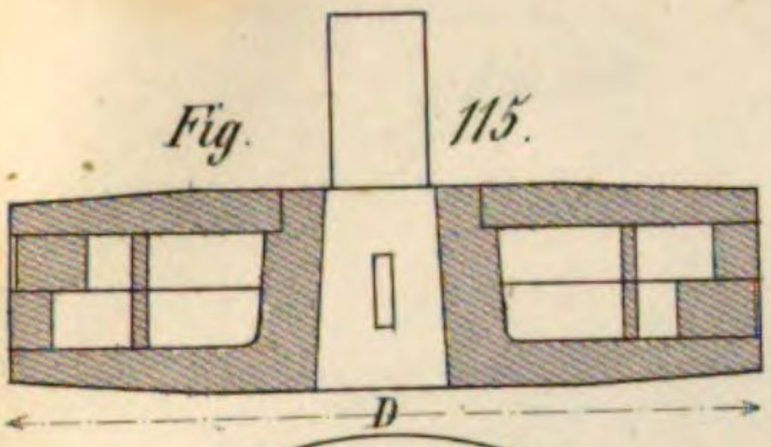


Fig. 115.

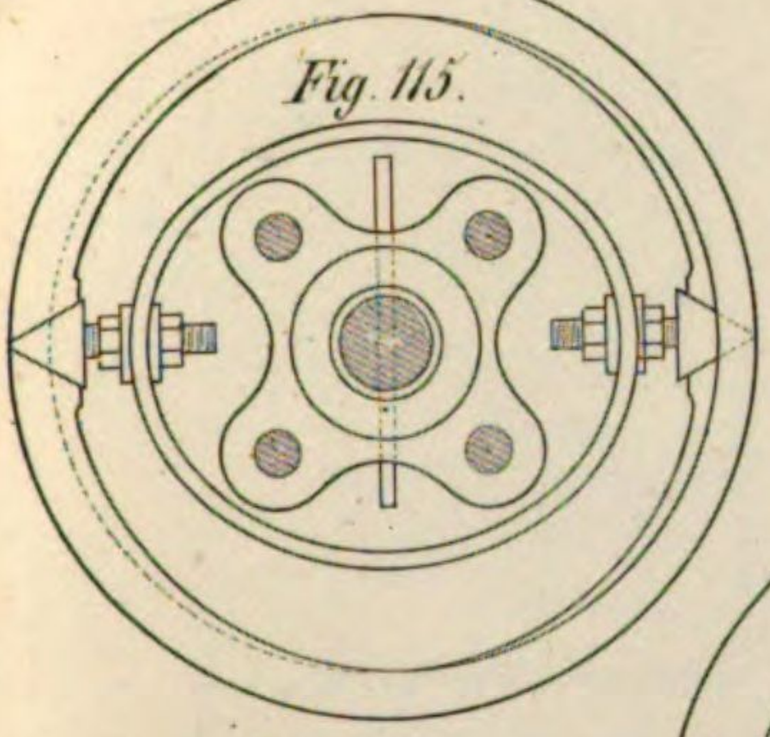


Fig. 116.

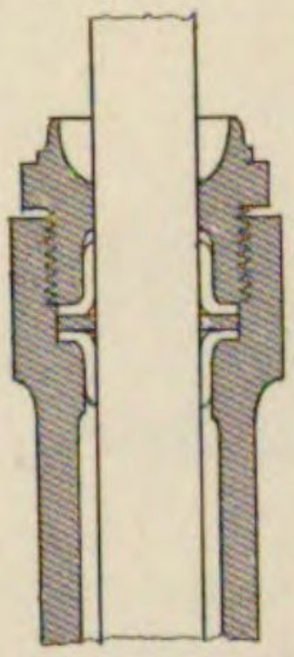


Fig. 117.

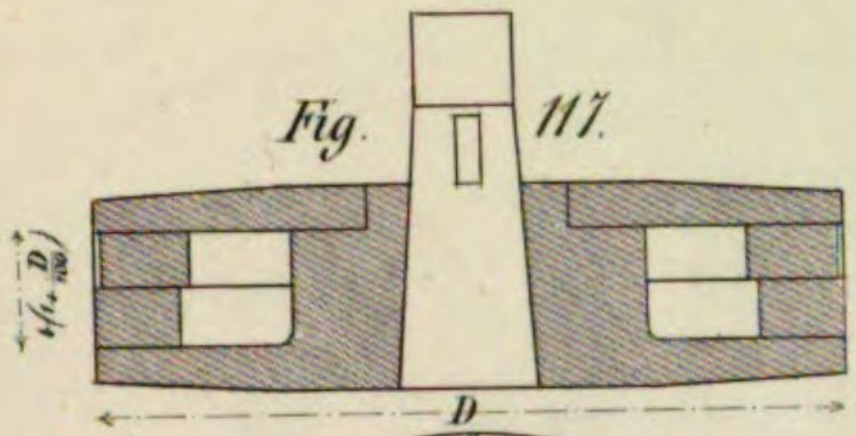


Fig. 117.

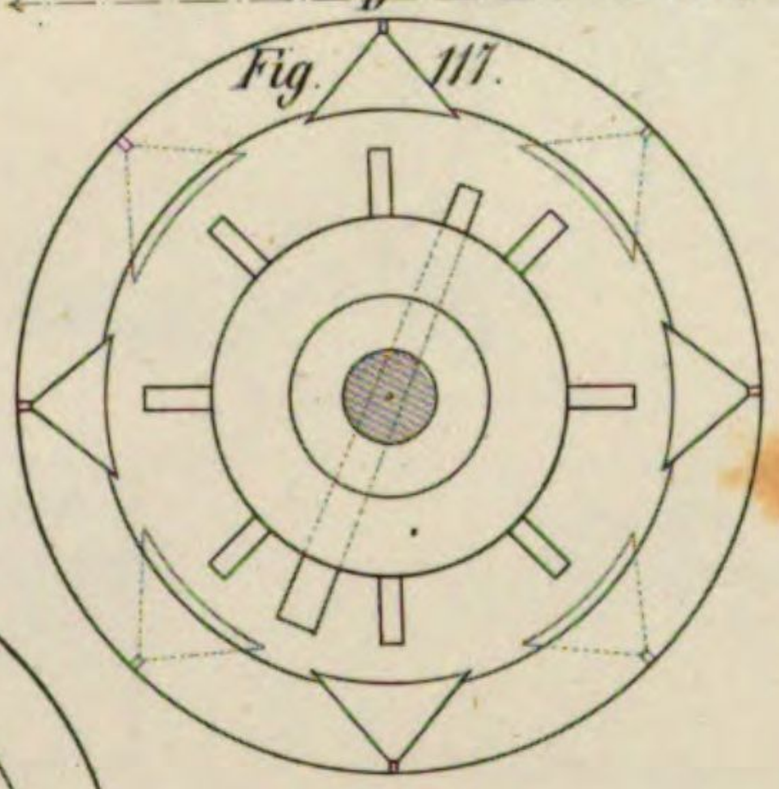


Fig. 118.

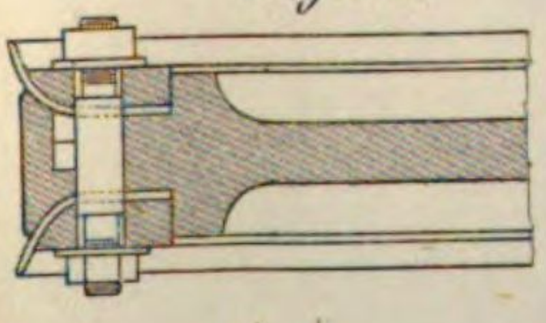


Fig. 119.

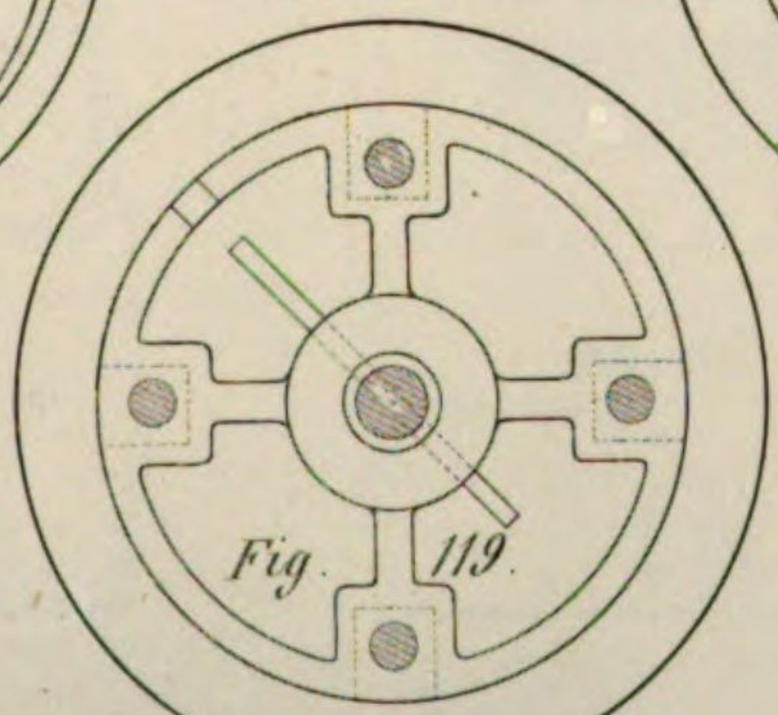


Fig. 120.

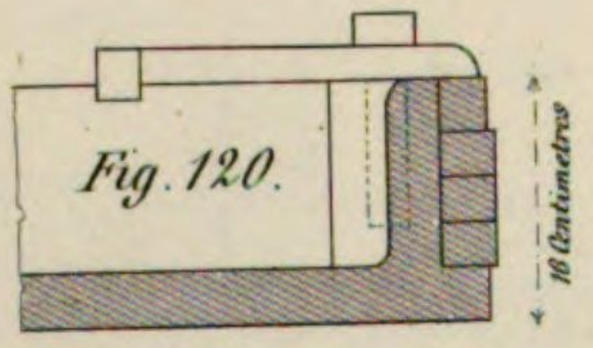


Fig. 121.

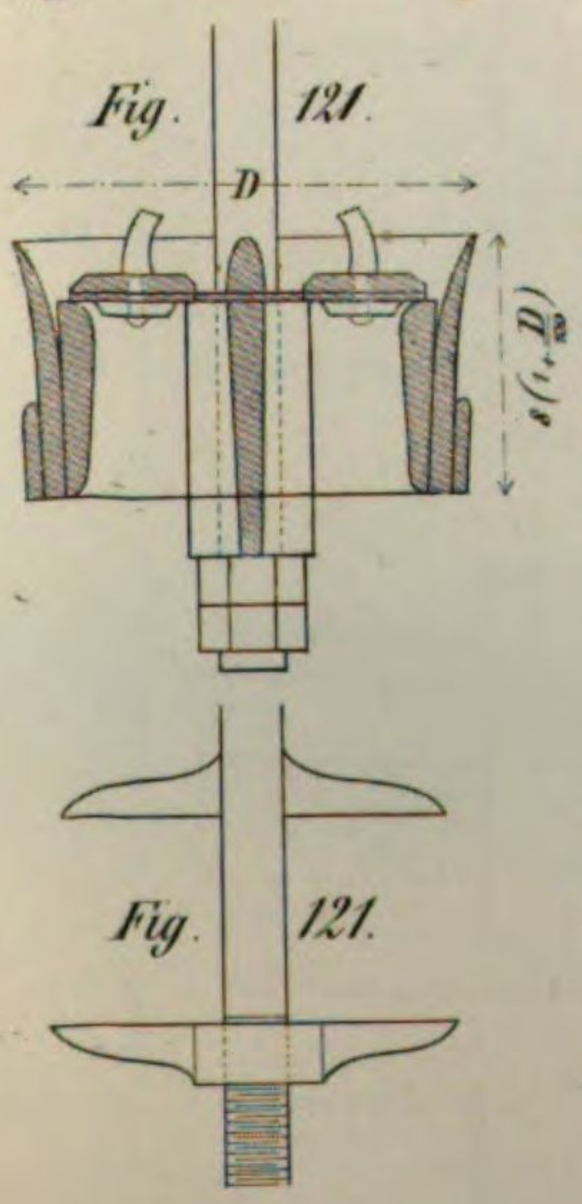


Fig. 119.

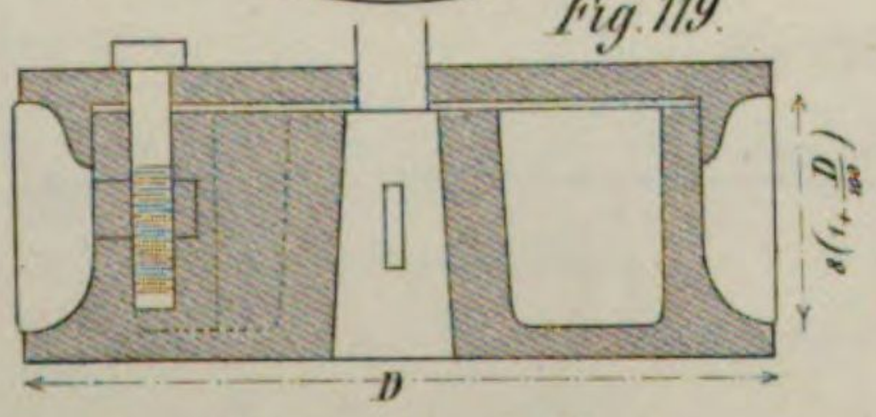


Fig. 122.

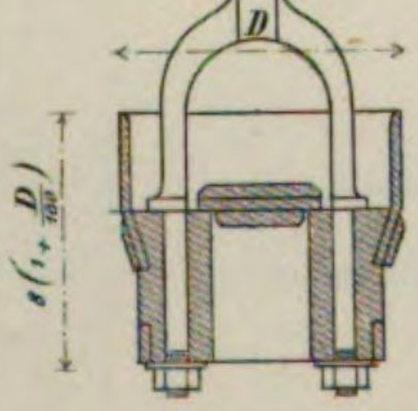


Fig. 121.

Fig. 123.

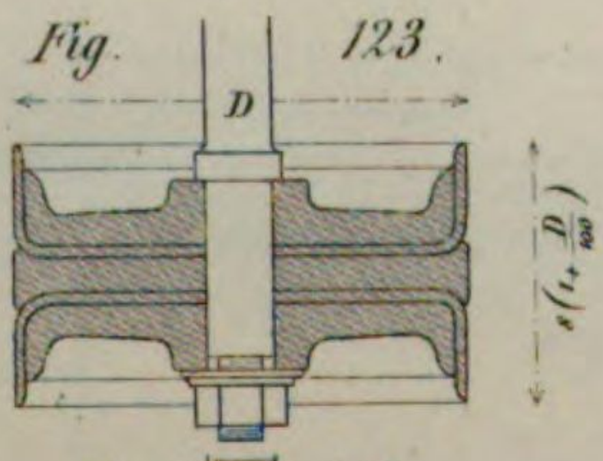


Fig. 122.

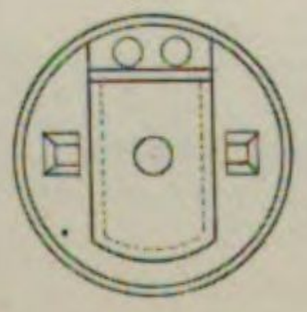


Fig. 124.

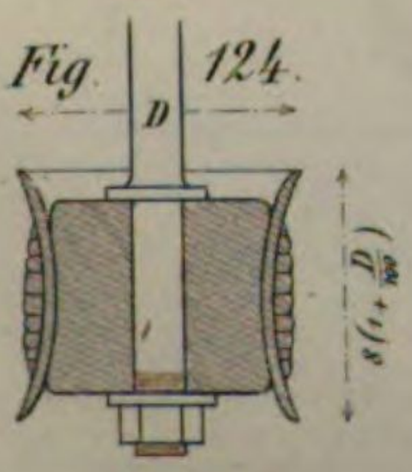


Fig. 125.

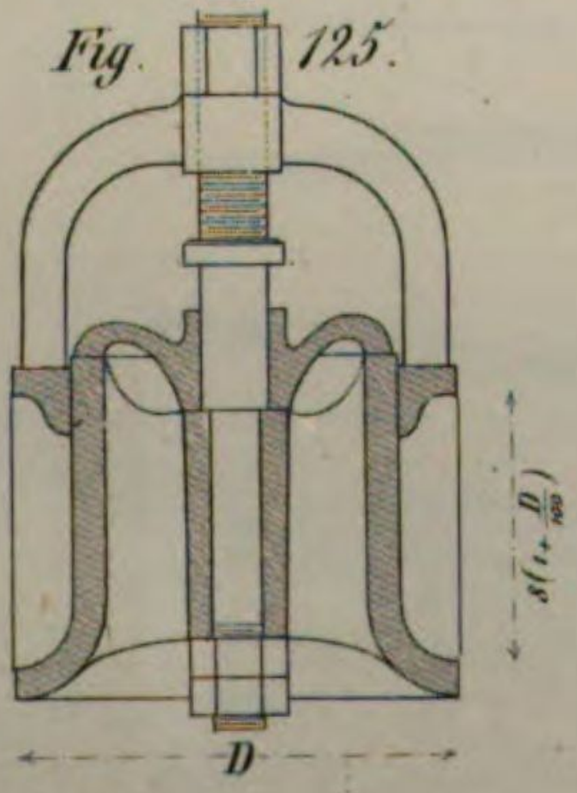


Fig. 126.

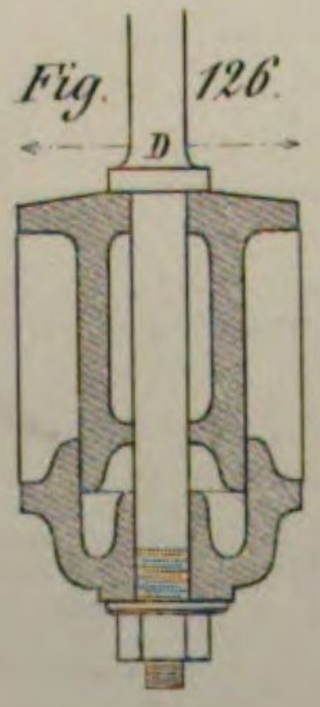


Fig. 150.

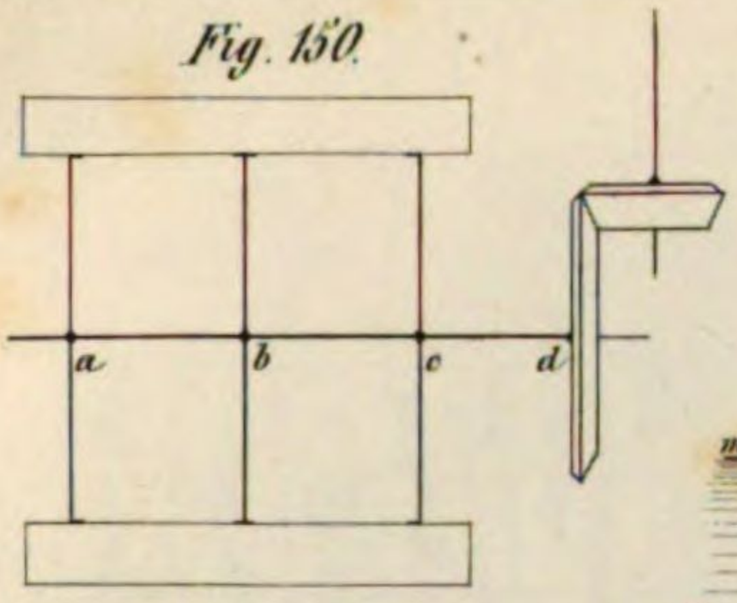


Fig. 151.

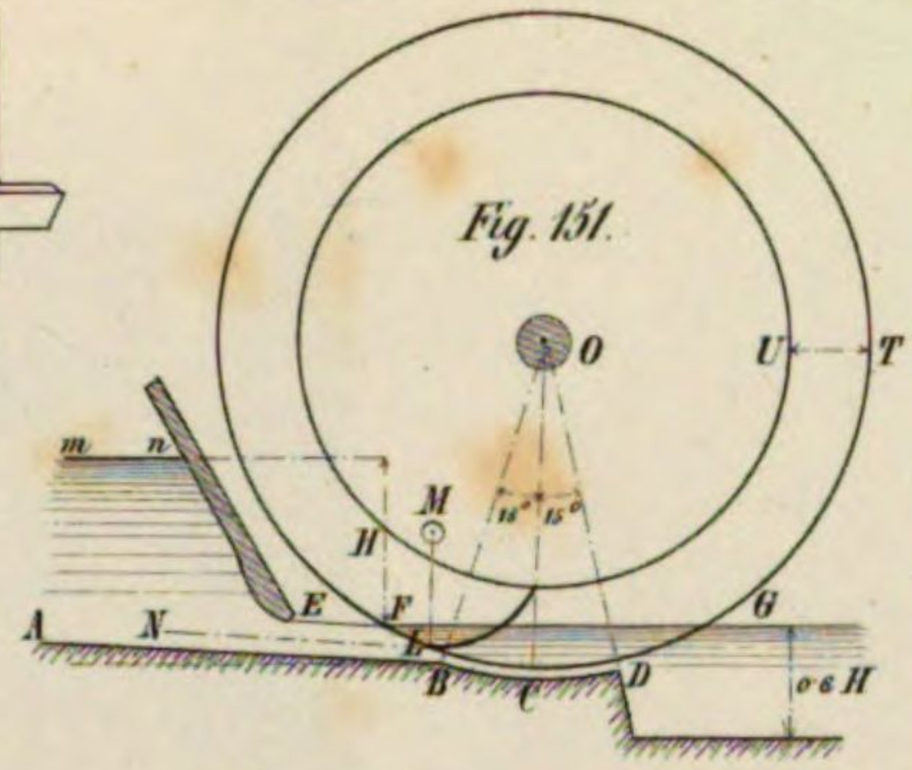


Fig. 152.

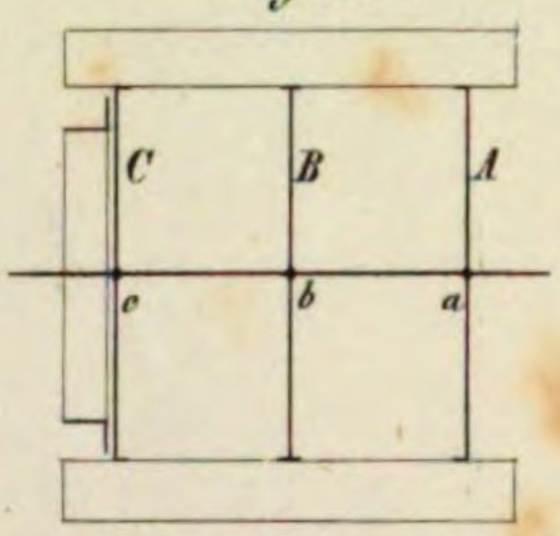


Fig. 127.

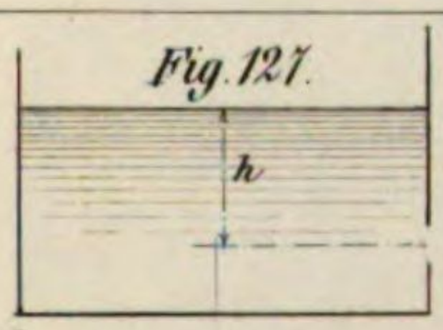


Fig. 128.

Fig. 129.

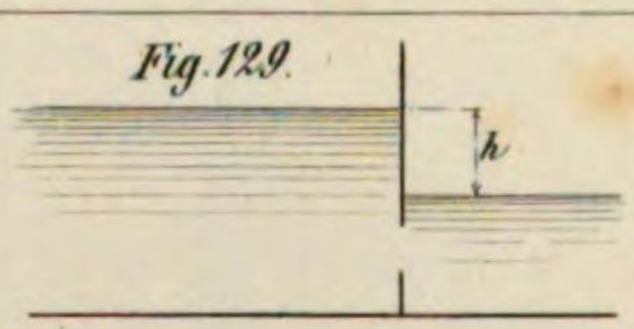


Fig. 130.

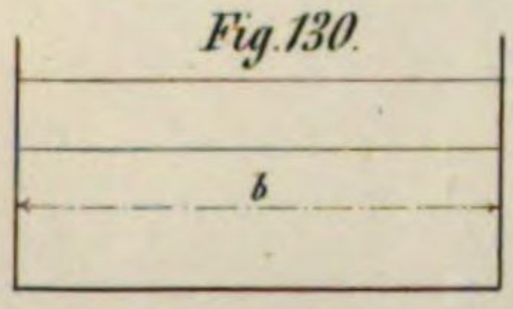


Fig. 131.

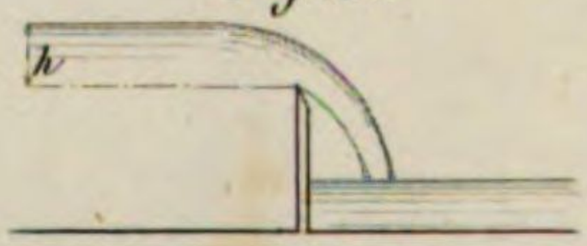


Fig. 132.

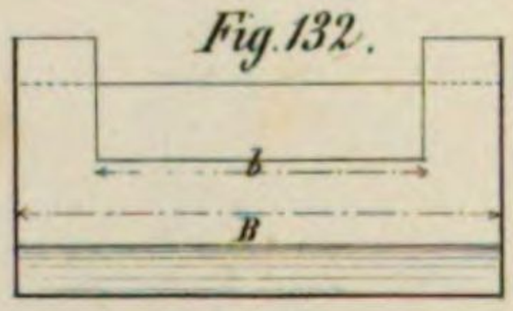


Fig. 133.

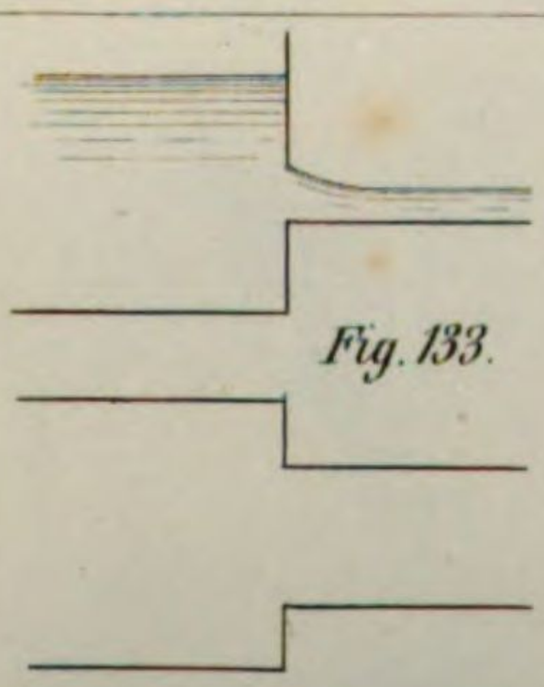


Fig. 134.

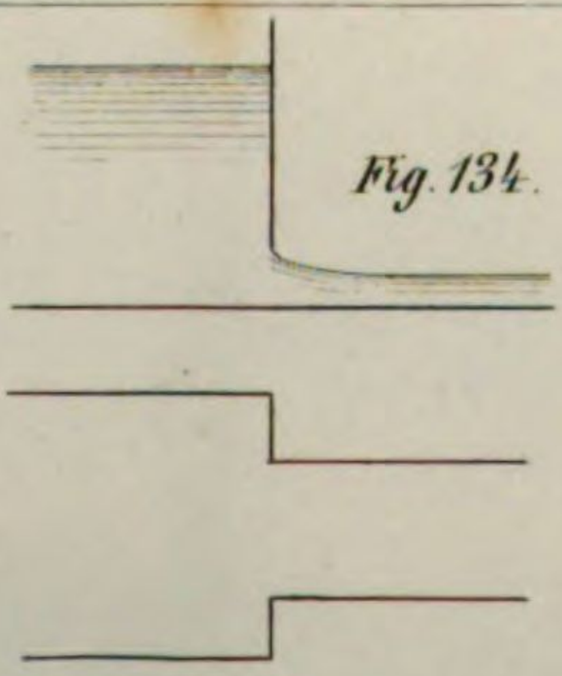


Fig. 135.

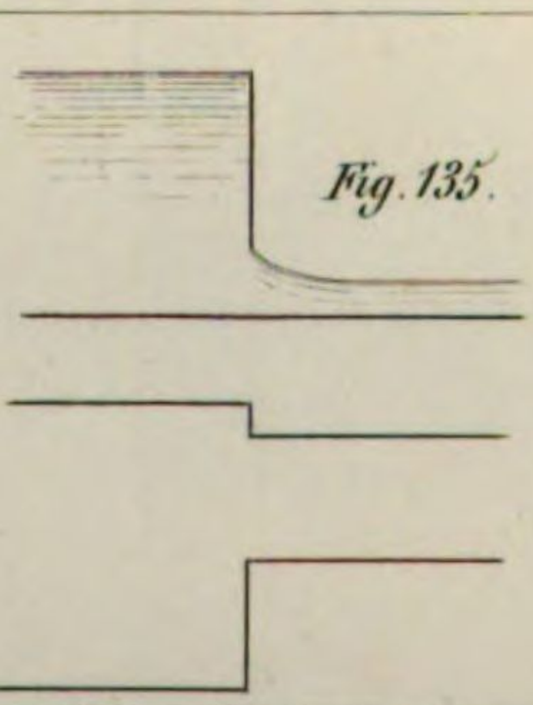


Fig. 136.

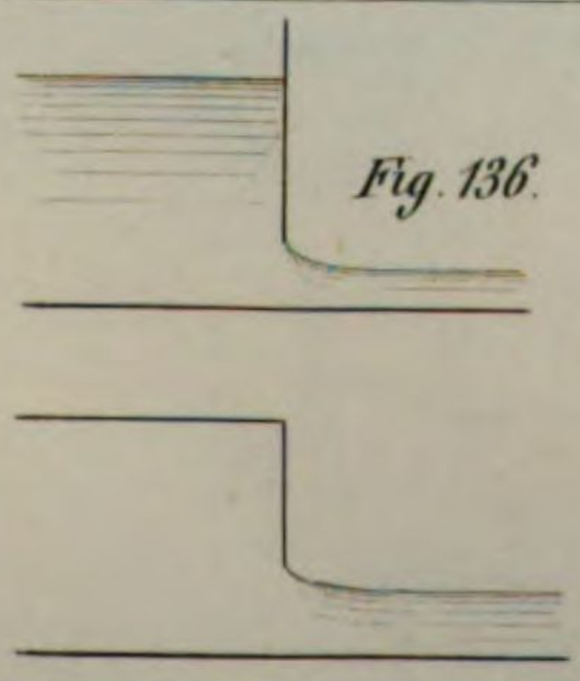


Fig. 137.

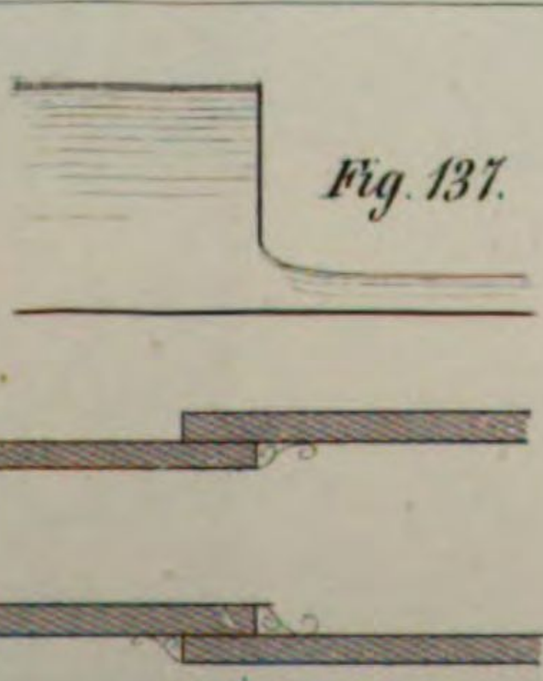


Fig. 138.

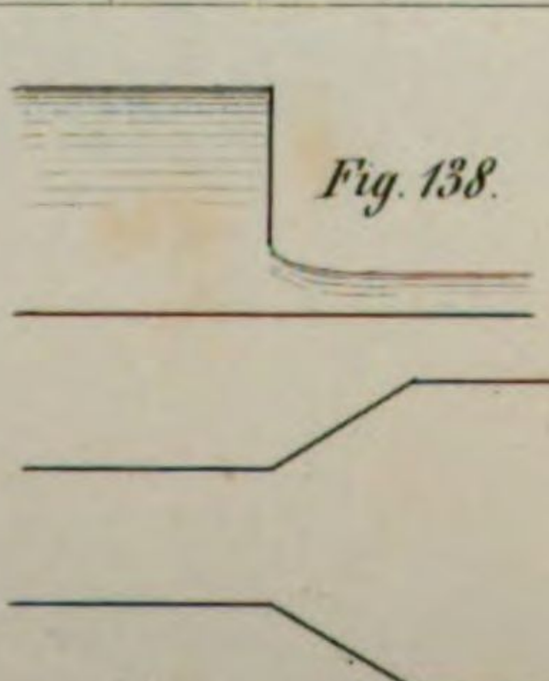


Fig. 139.

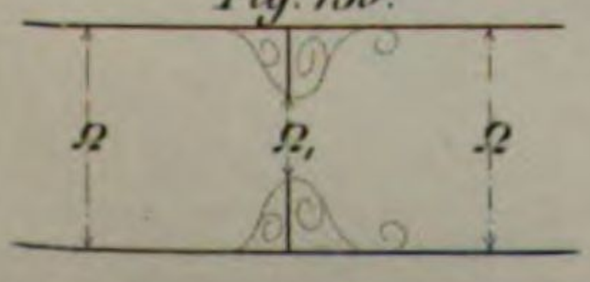


Fig. 140.

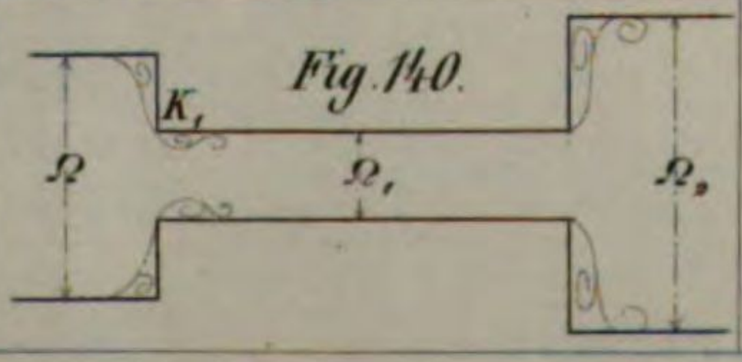


Fig. 141.

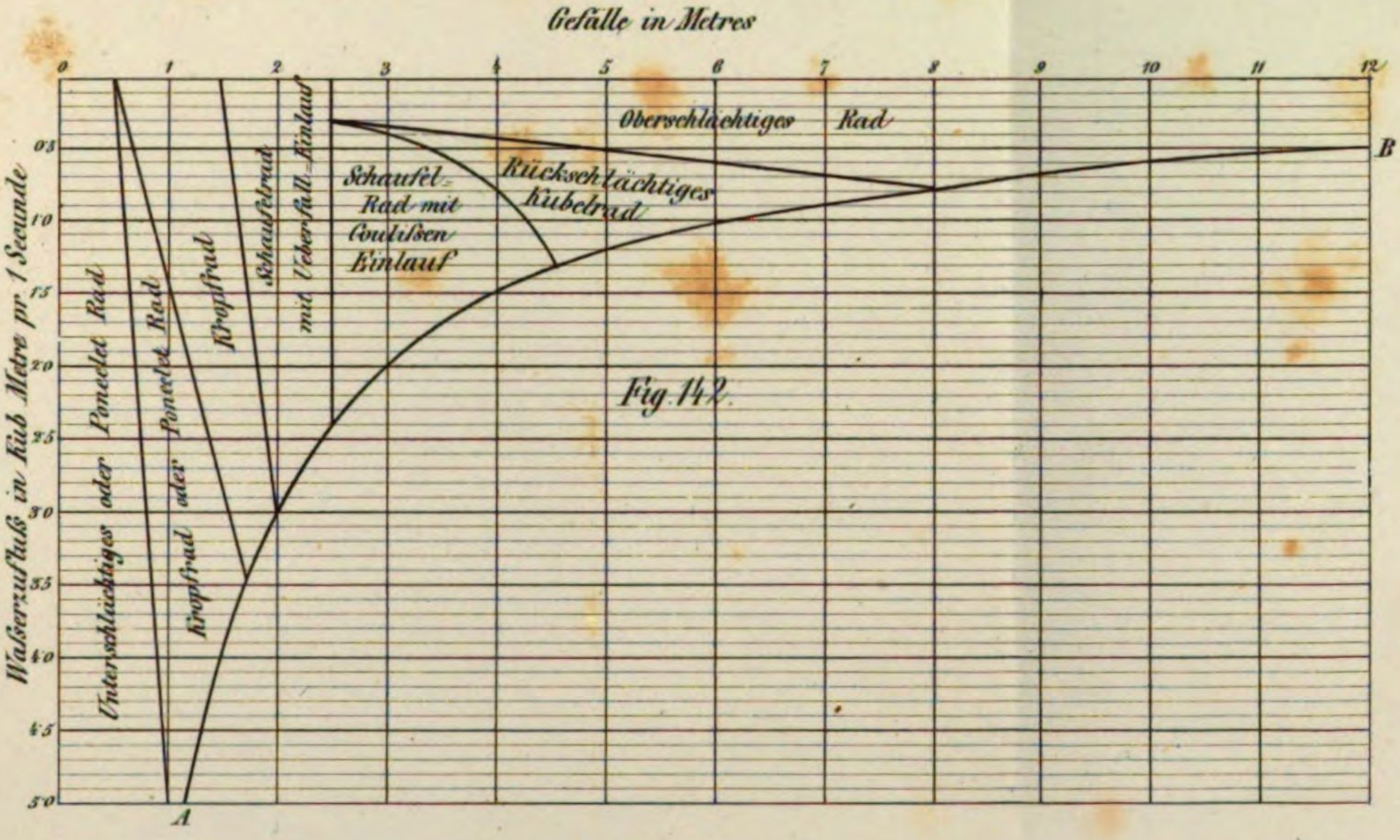


Fig. 142.

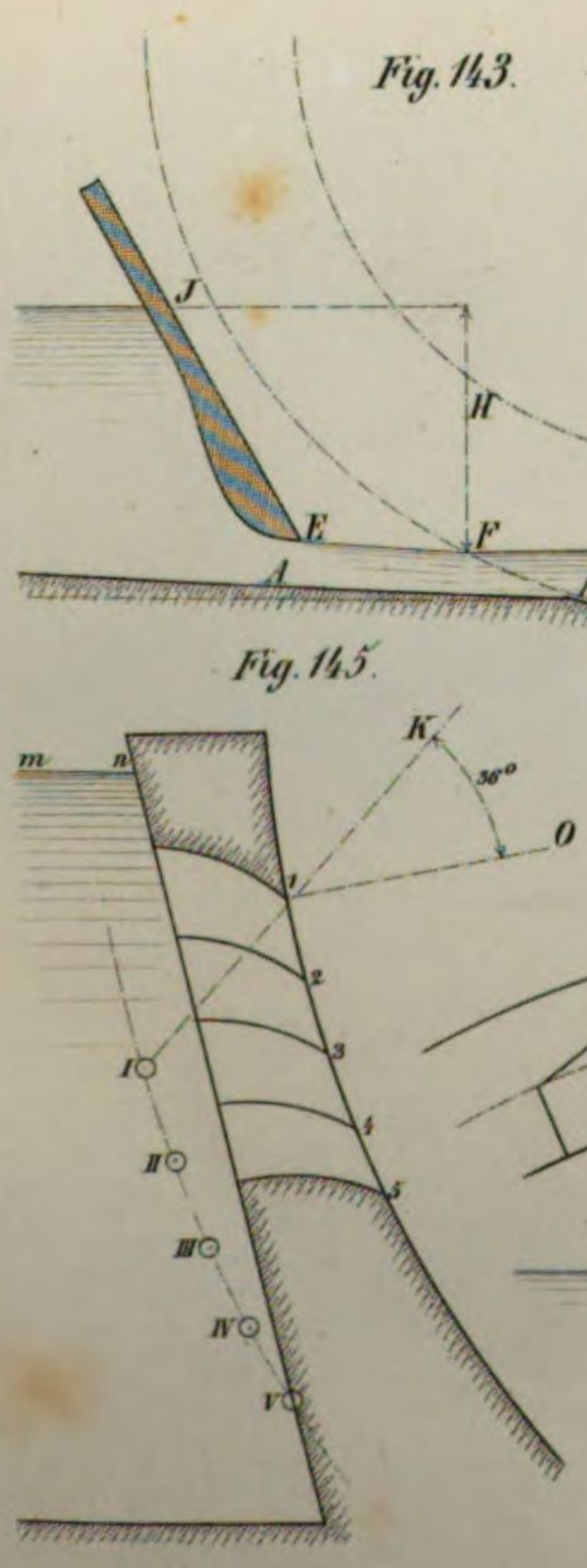


Fig. 143.

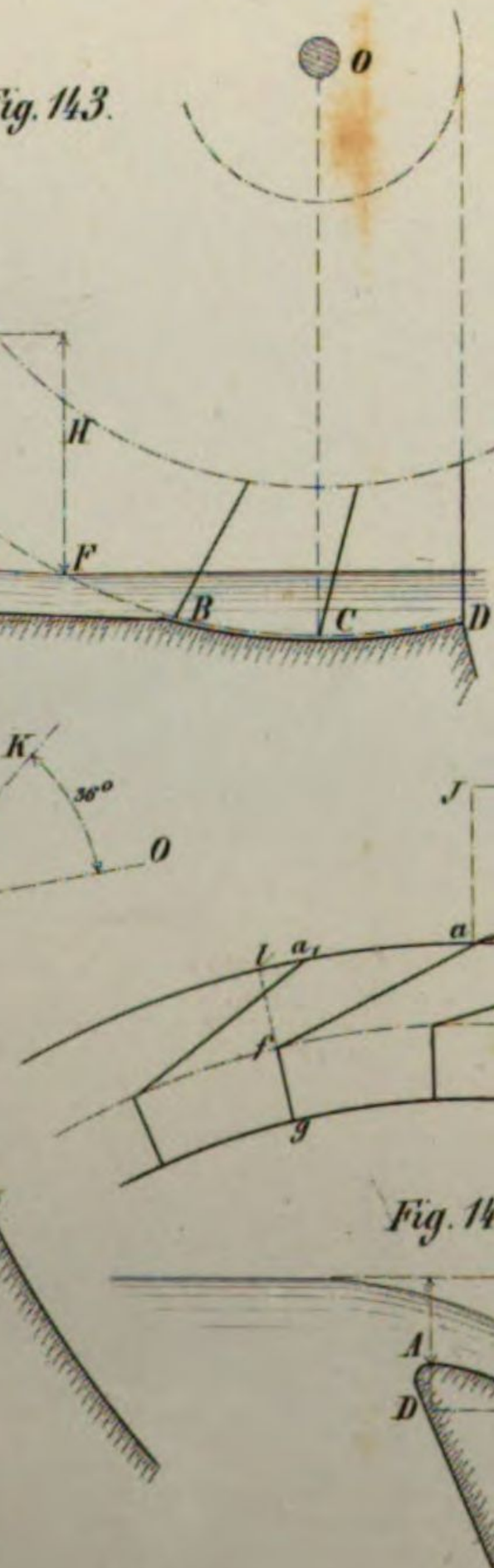


Fig. 145.

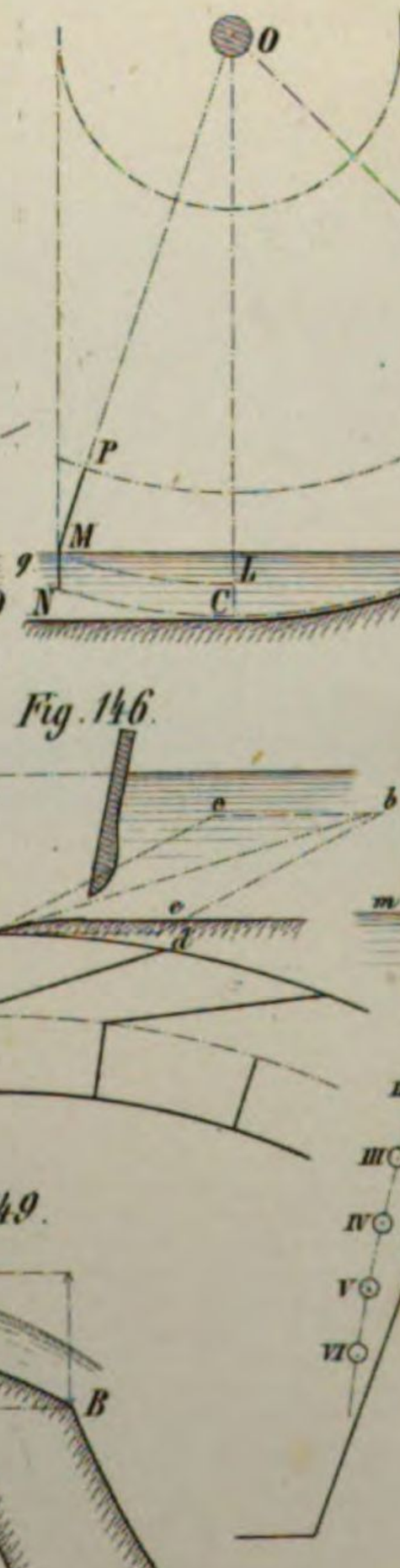


Fig. 144.

Fig. 146.

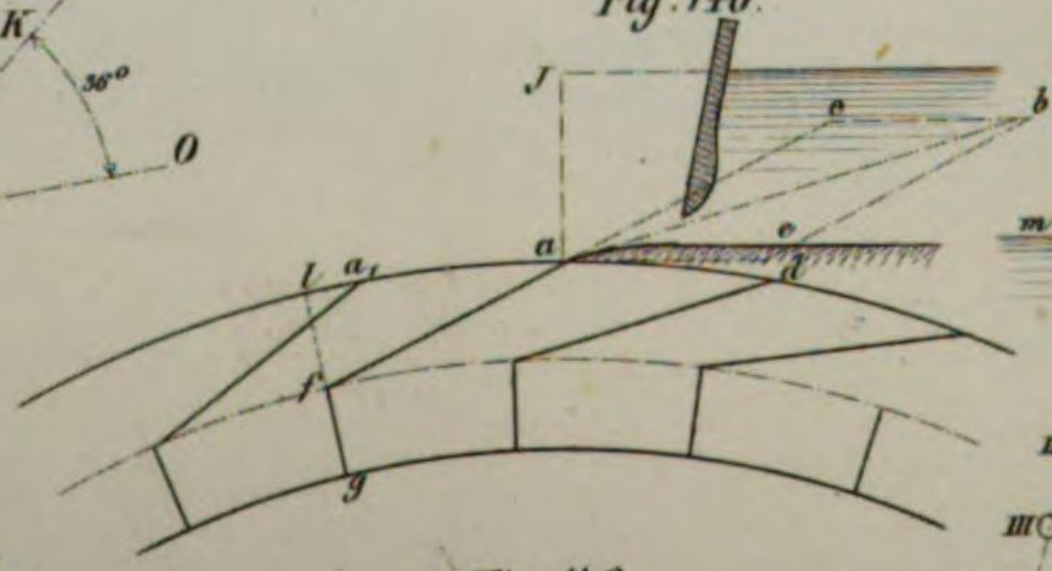


Fig. 149.

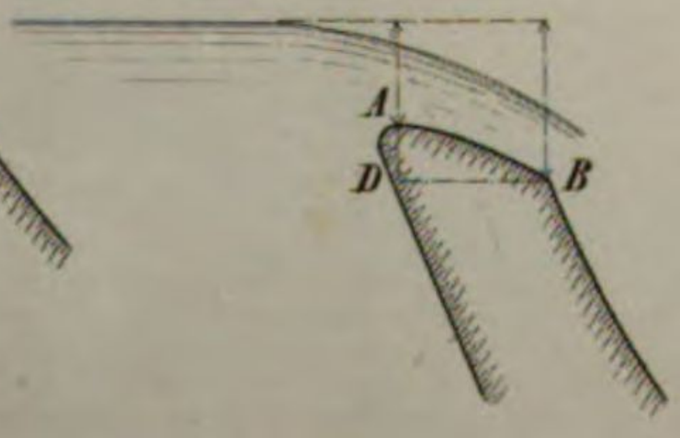


Fig. 147.

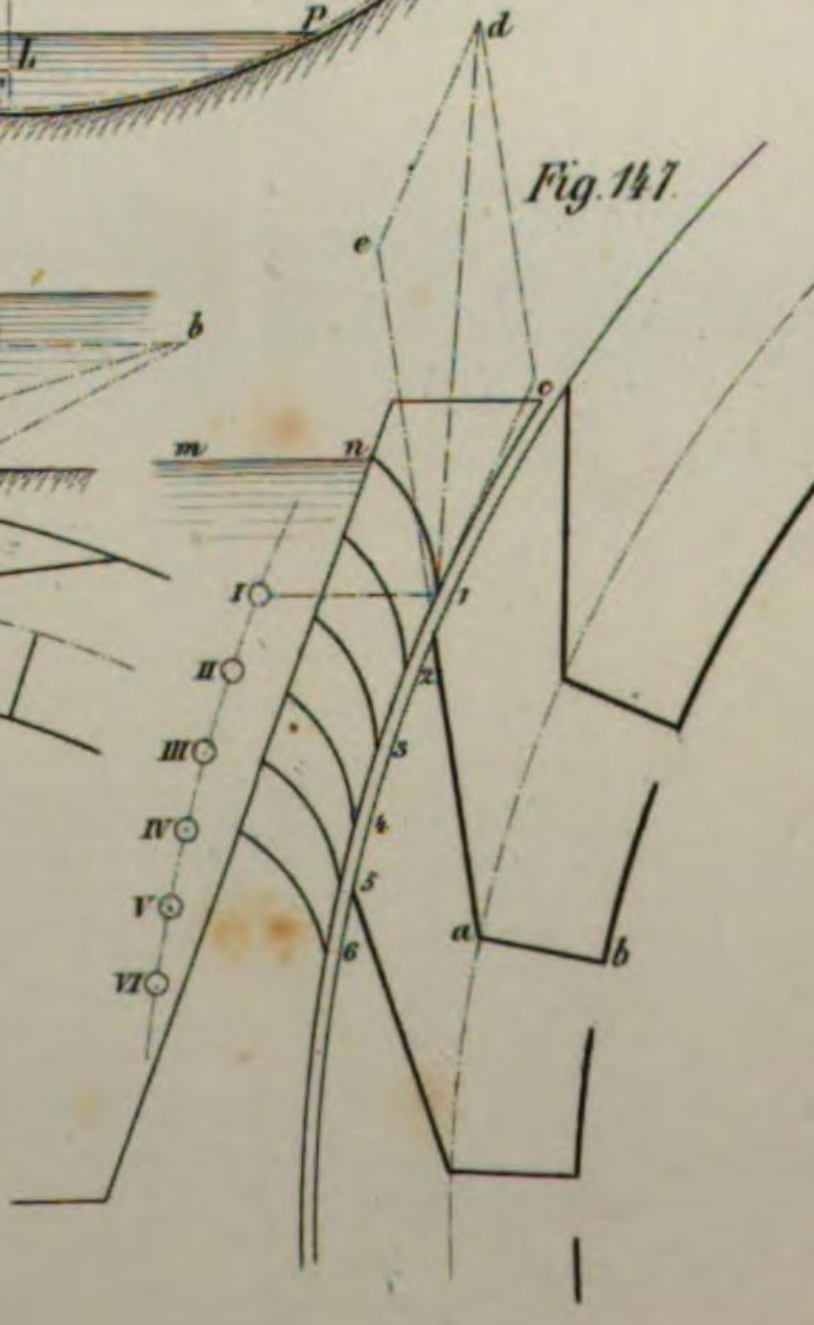


Fig. 153.

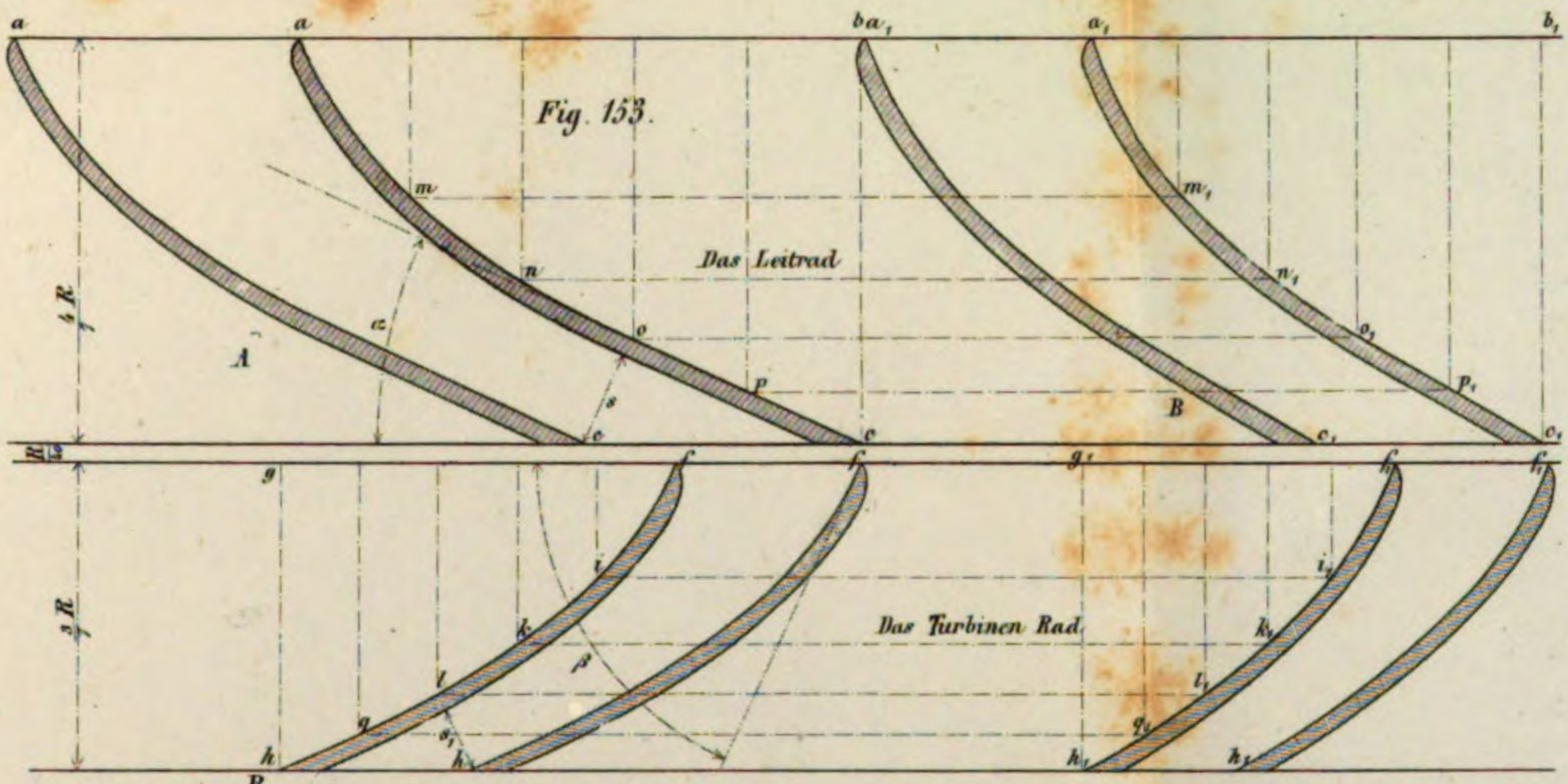


Fig. 154.

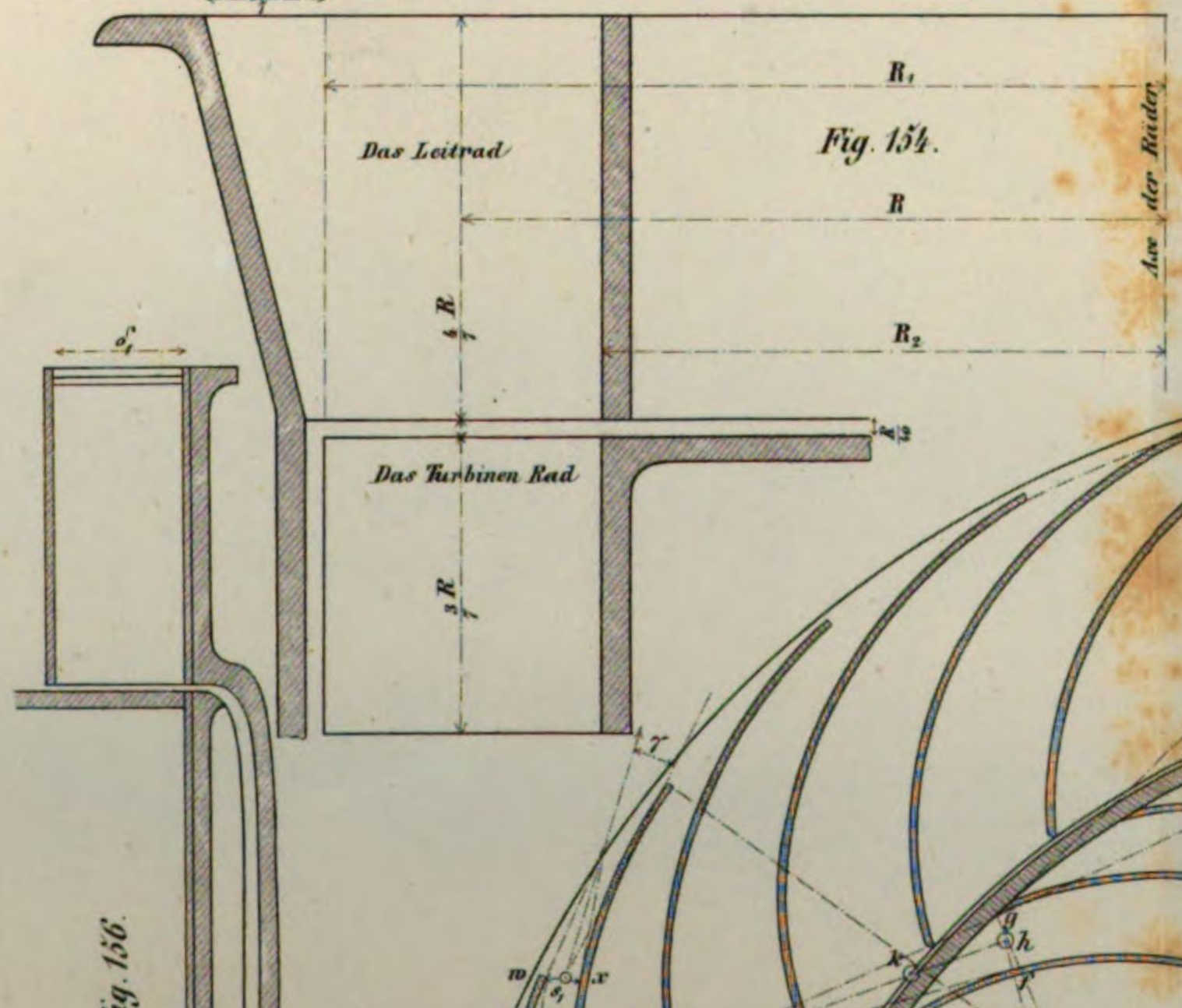


Fig. 156.

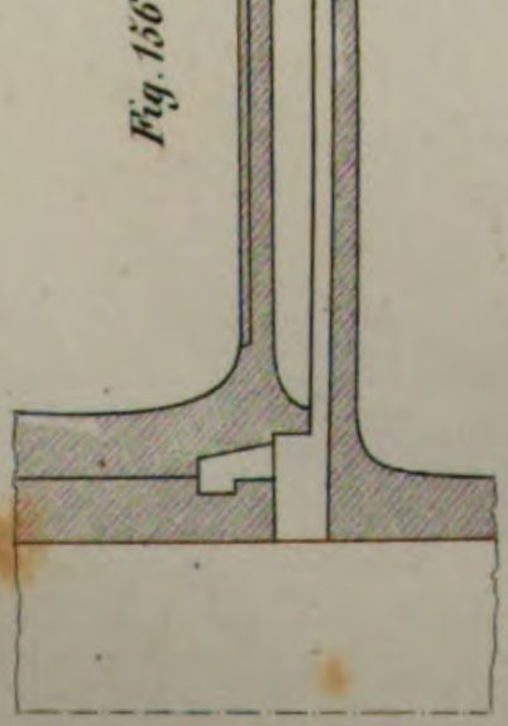
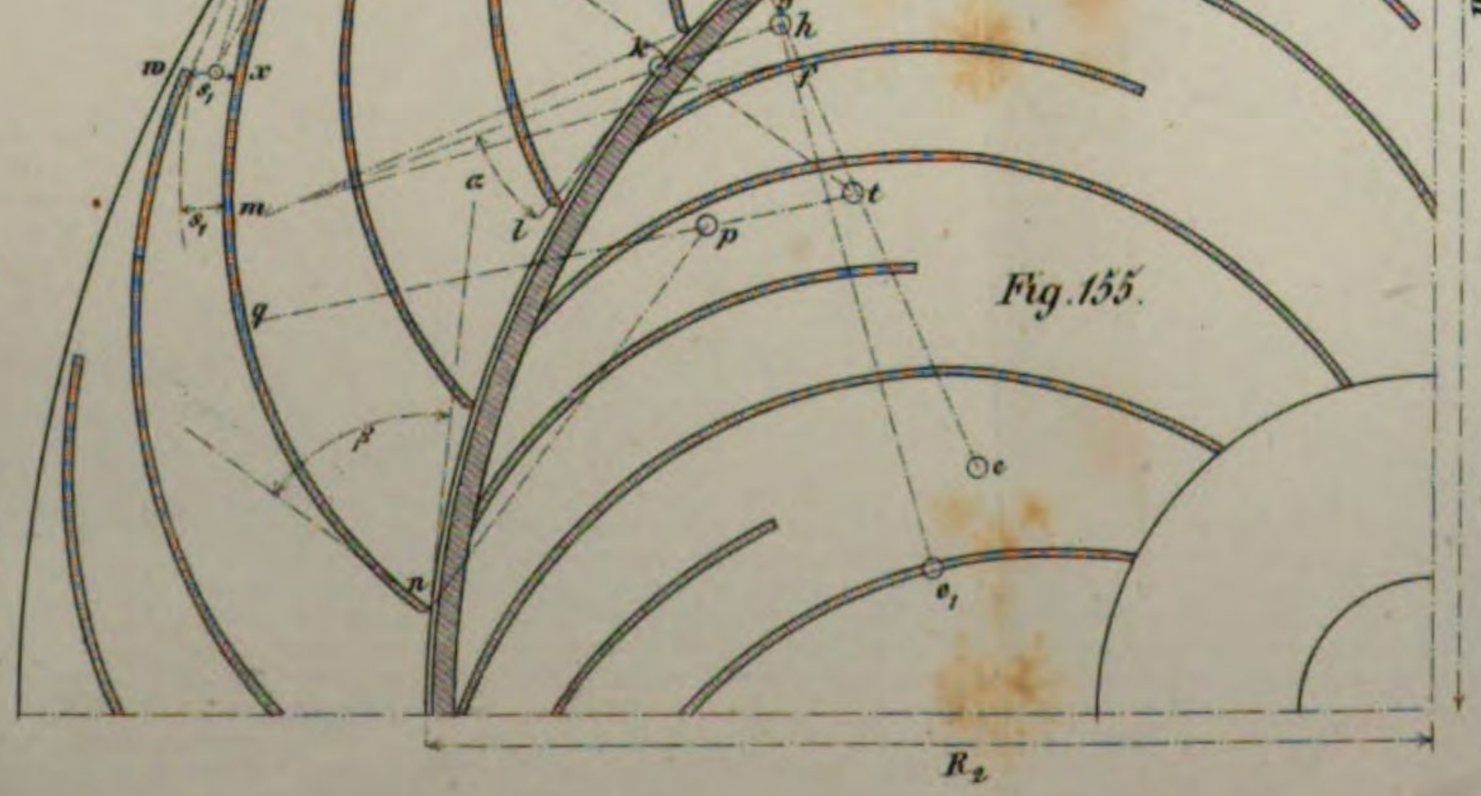
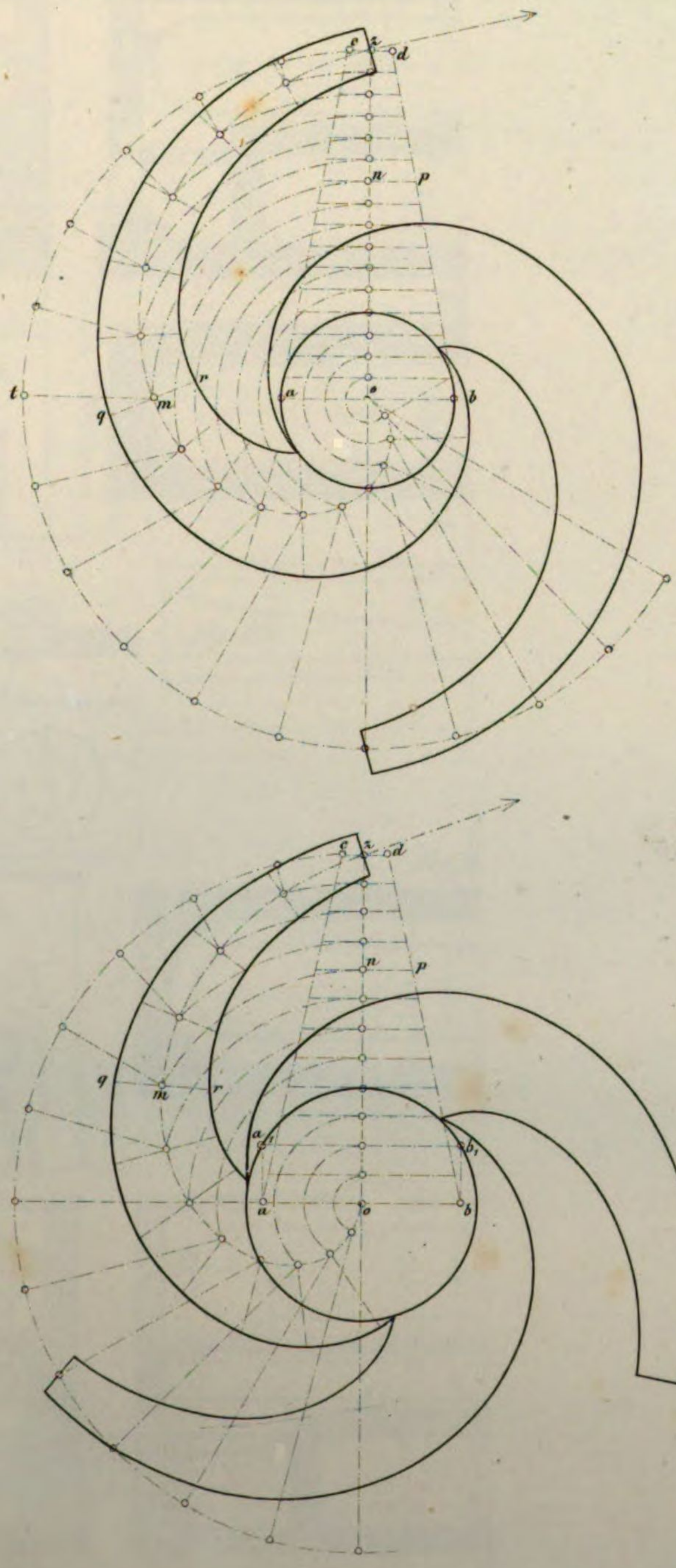


Fig. 155.




c
z
d
n
p
t
q
m
r
a
e
b
c
z
d
n
p
q
m
r
a
b1
a
e
b

Tafel XIX.

Fig. 157.

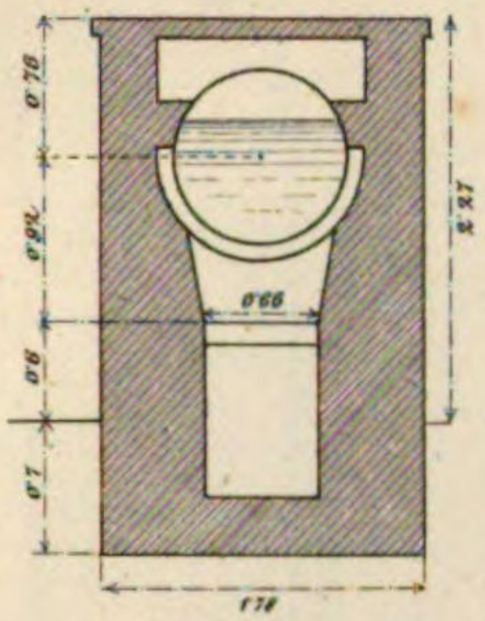


Fig. 158.

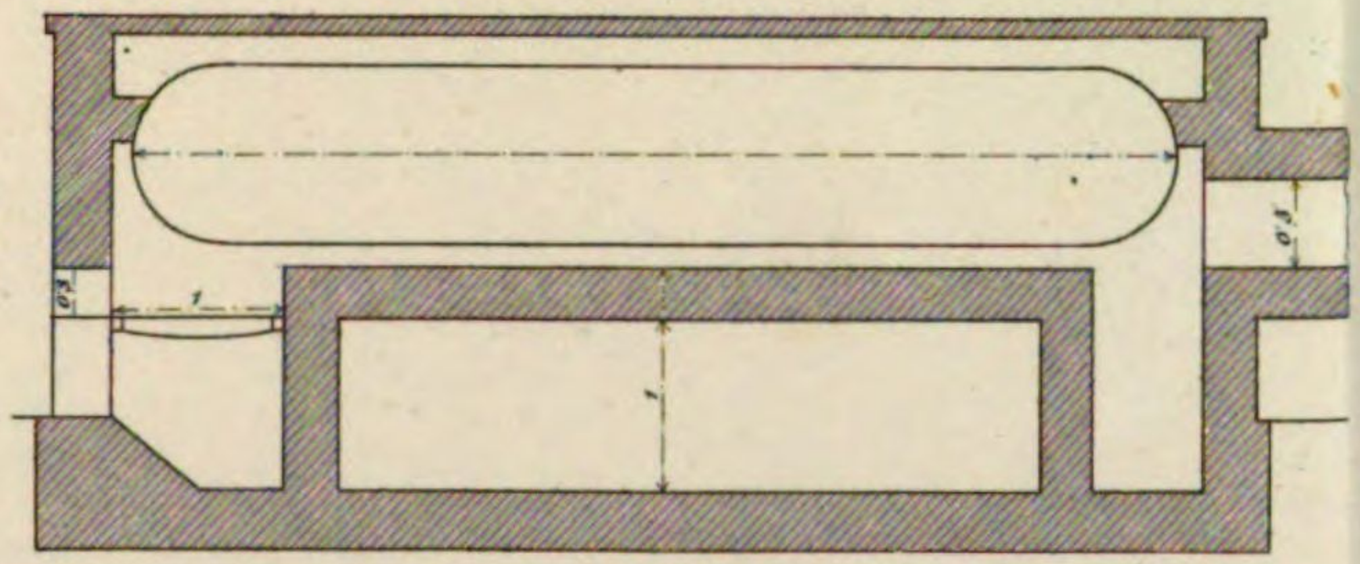


Fig. 159.

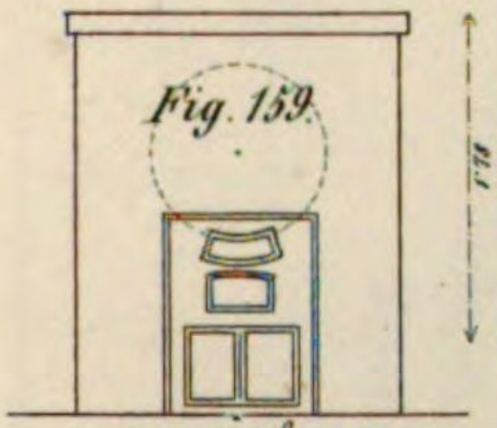


Fig. 160.

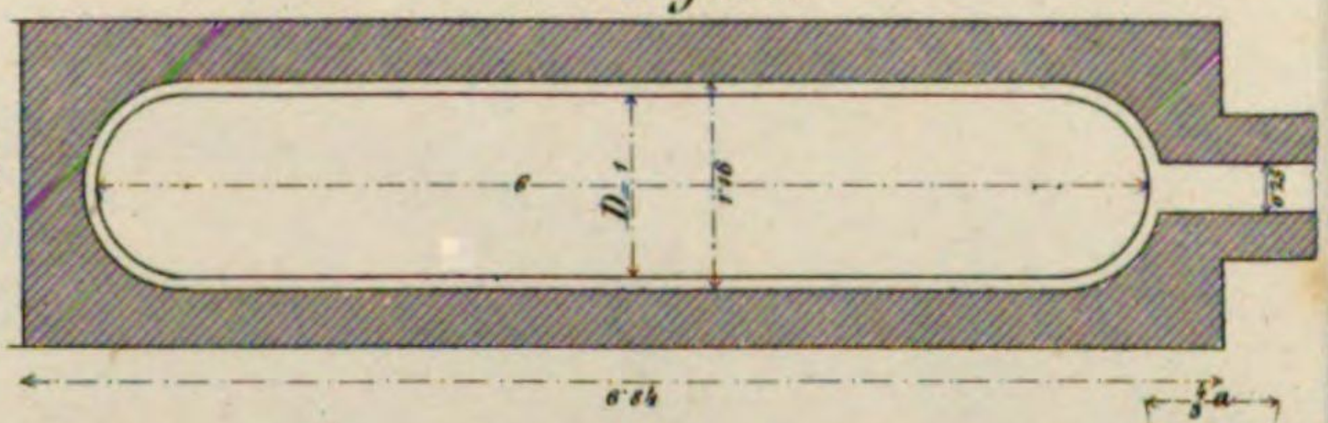


Fig. 161.

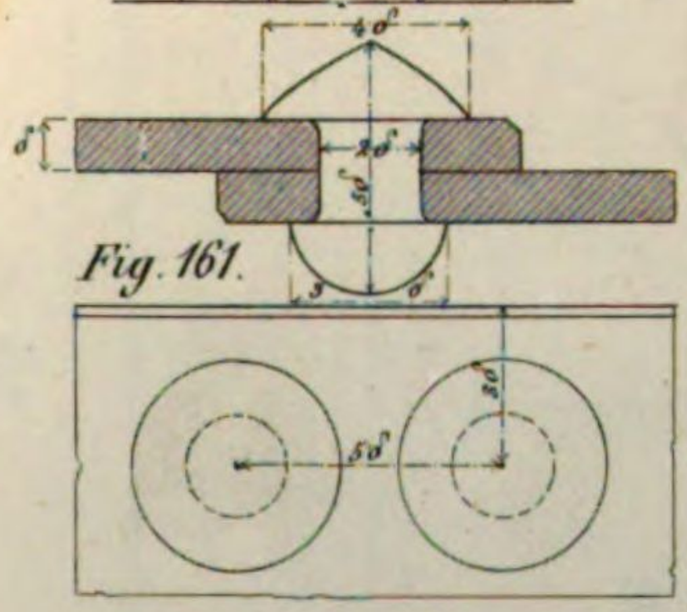


Fig. 162.

Fig. 163.

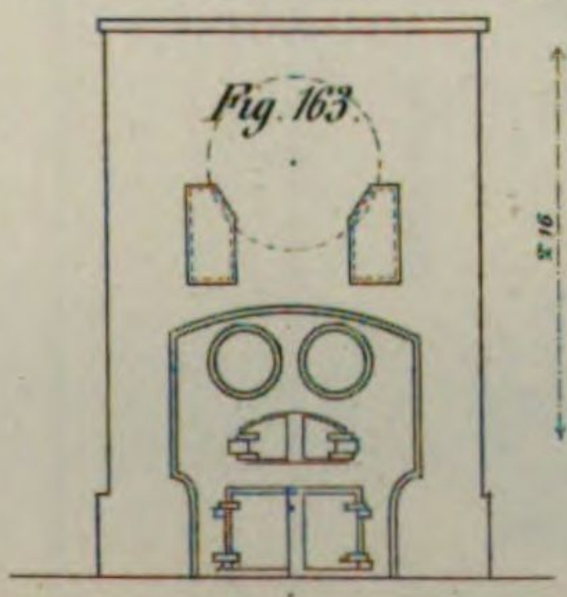


Fig. 164.

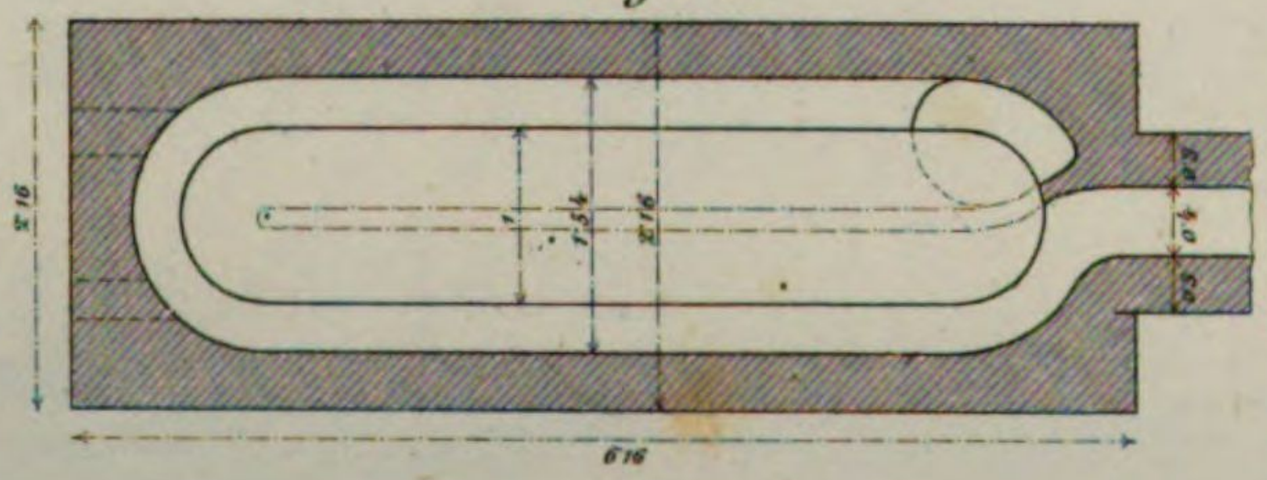


Fig. 165.

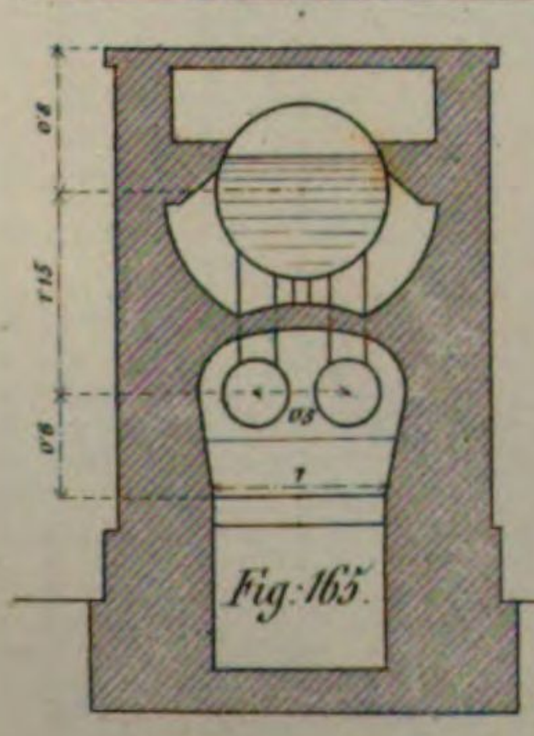
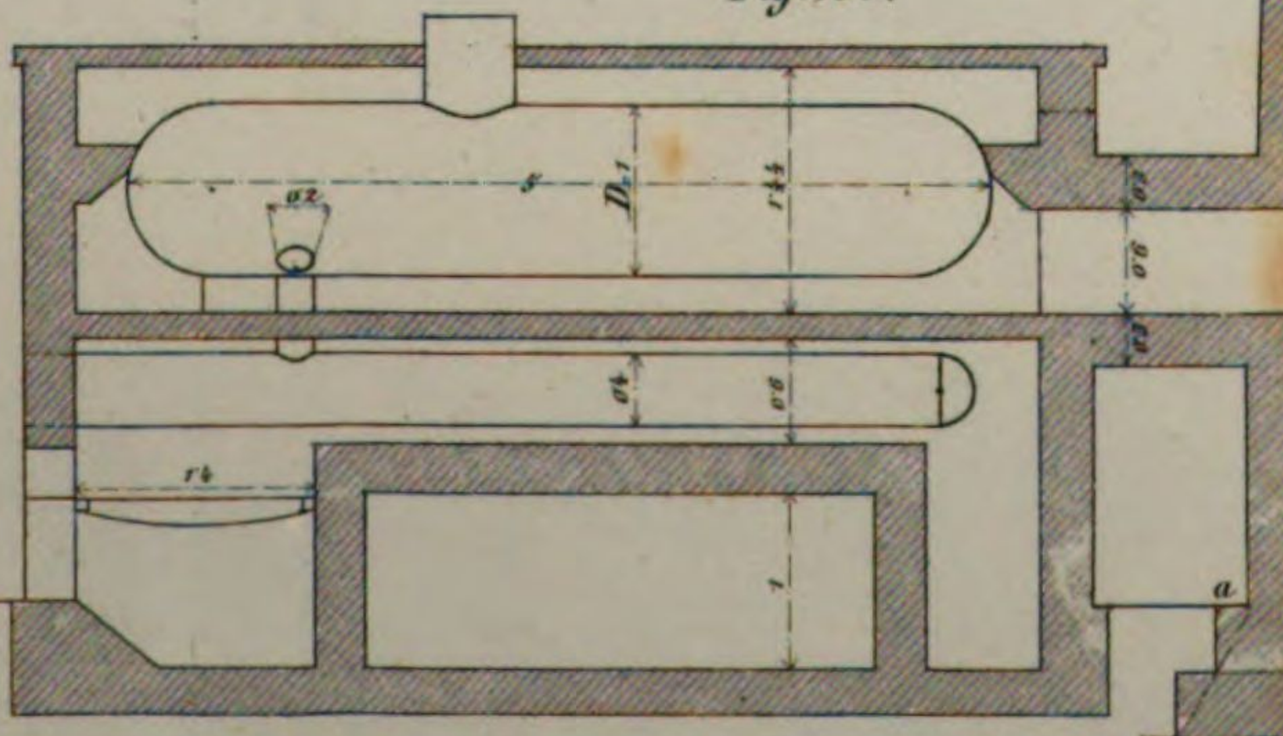
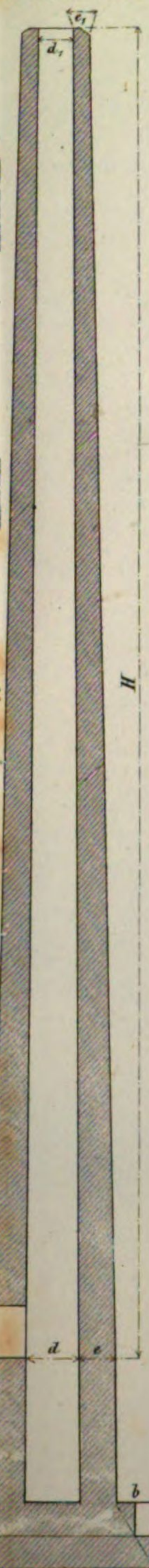
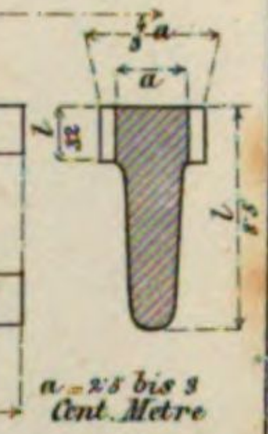
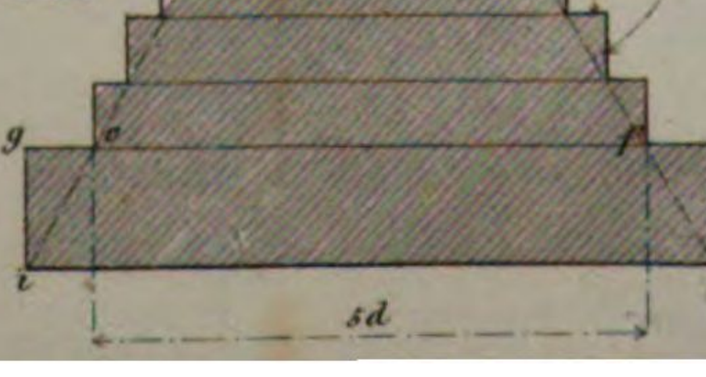


Fig. 166.



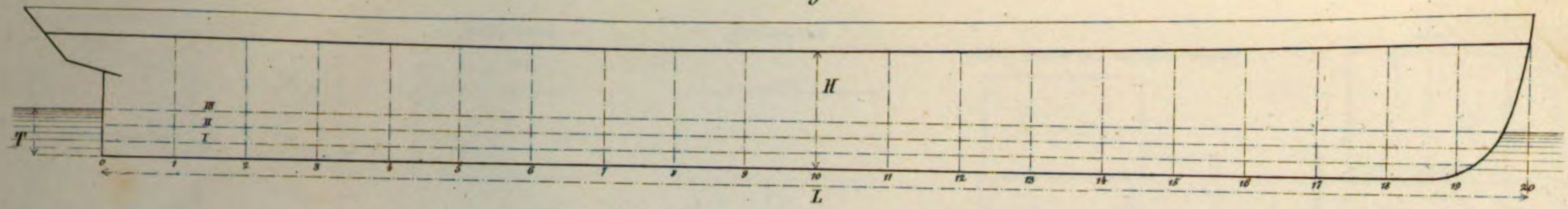






Lith. Anst. von H. Straub in Carlsruhe.

Fig. 167.



Hinterschiff

Vorderschiff

Fig. 168.

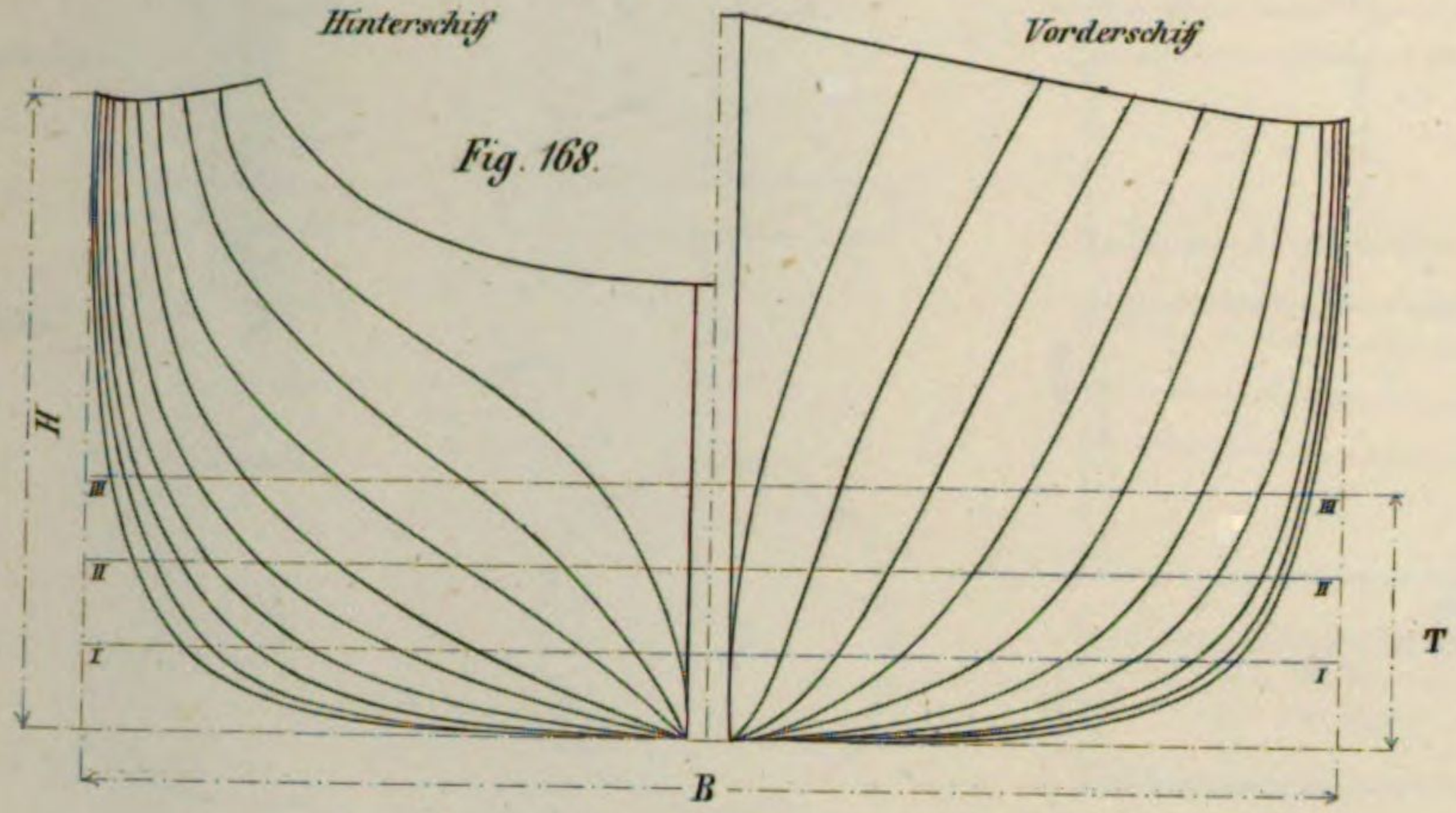
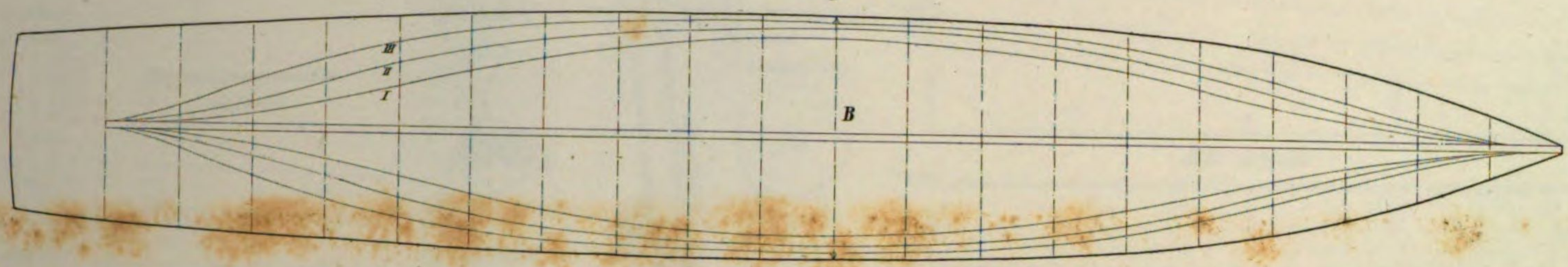
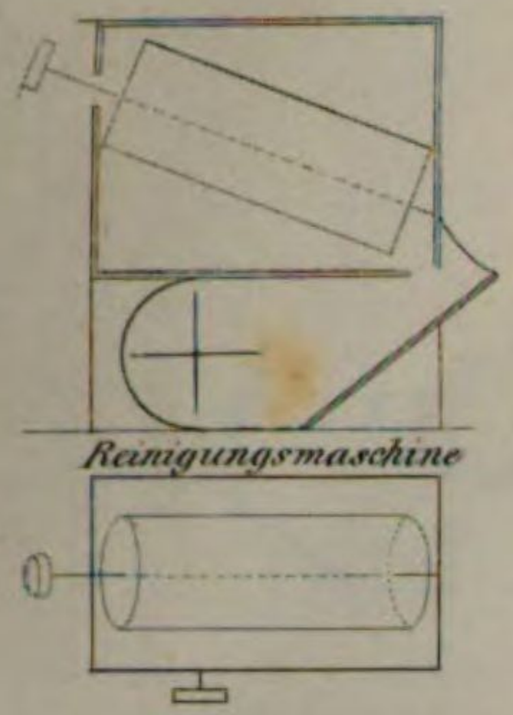


Fig. 169.

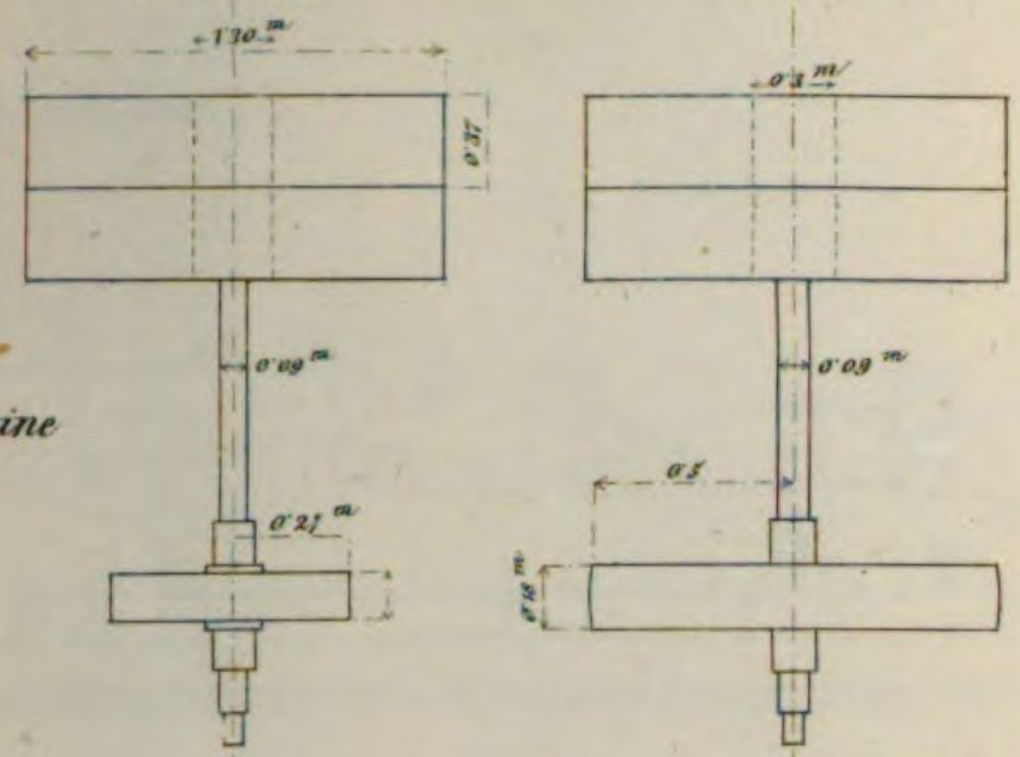


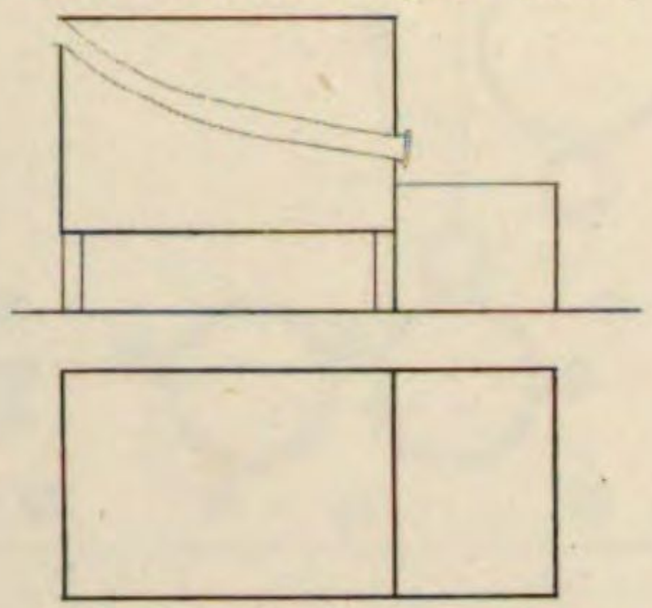
Tafel XX.



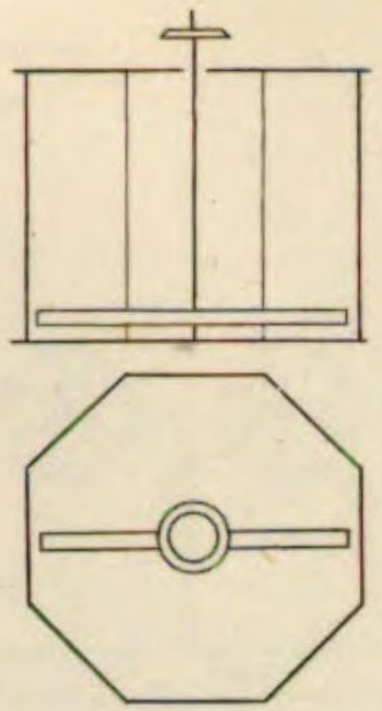
Reinigungsmaschine

Reinigungsmaschine

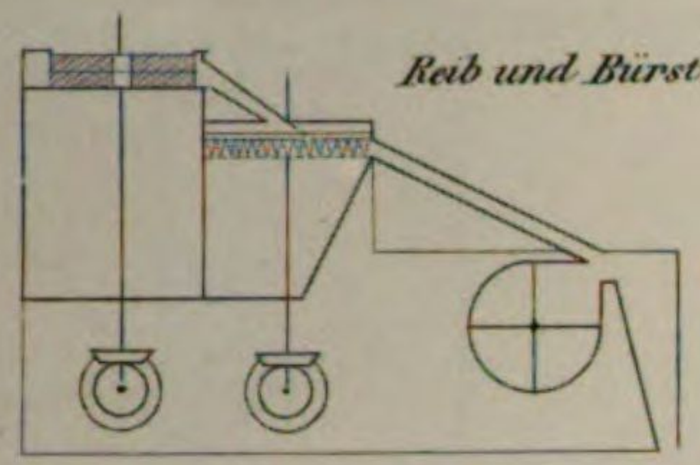




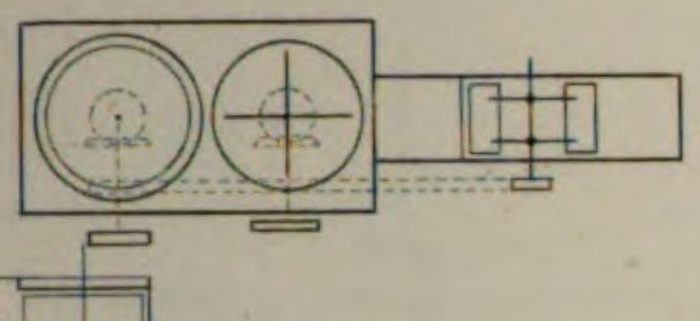
Mehl Kasten mit schlaffem Beutel



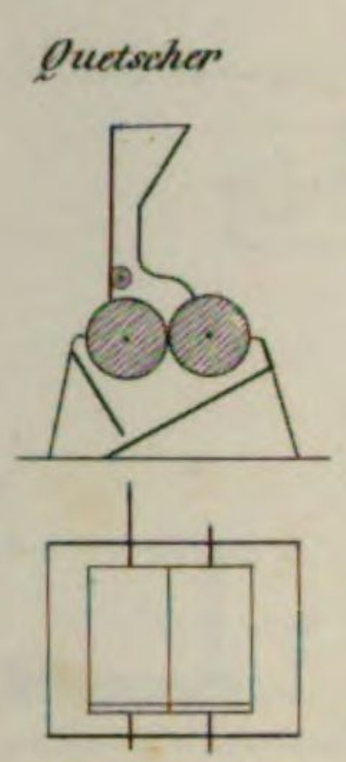
Kühlmaschine

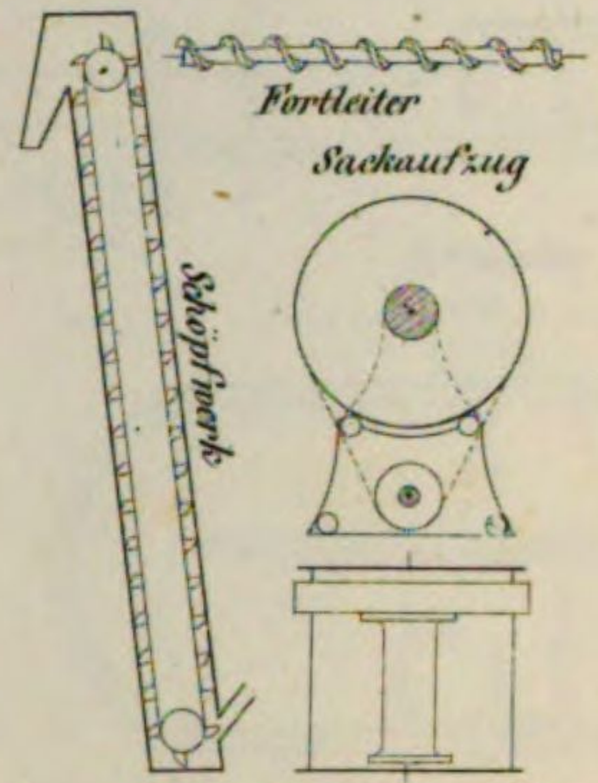


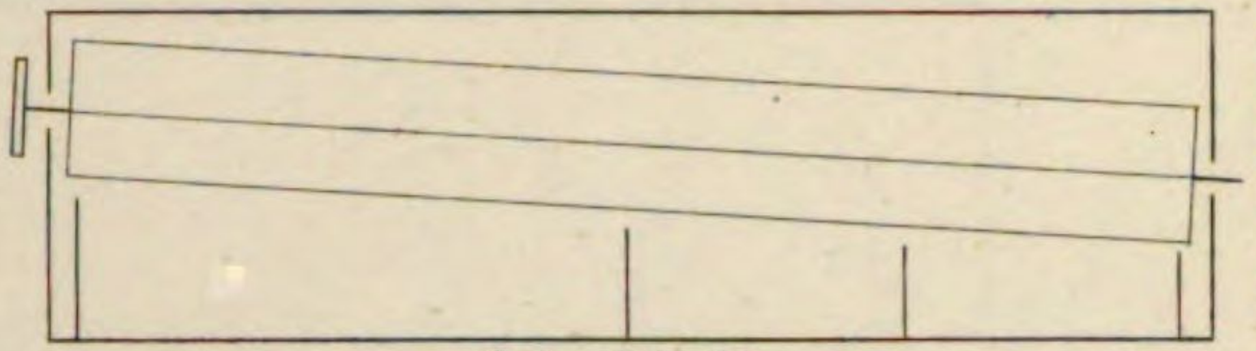
Reib und Bürst Maschine



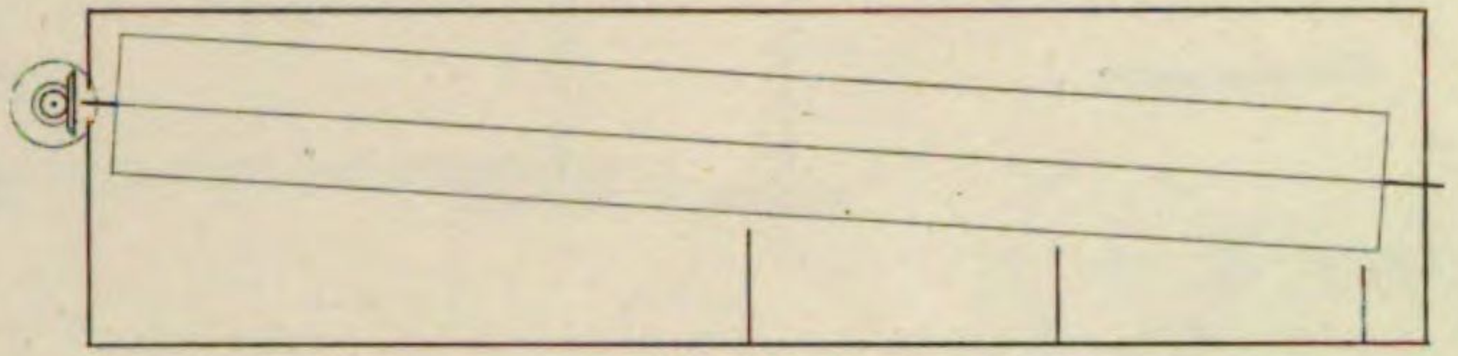
Kornreinigungsmaschine von Cartier

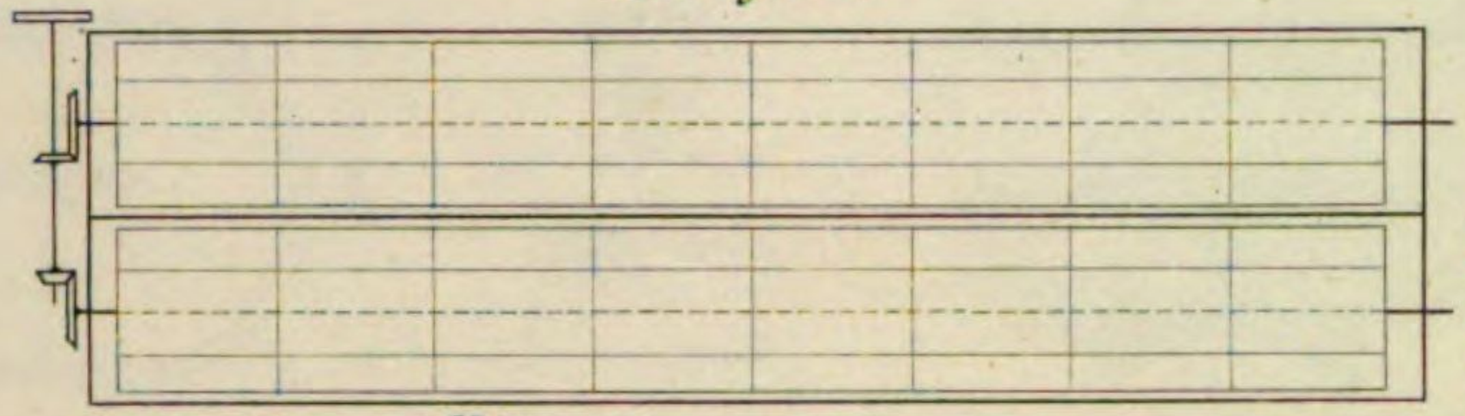






Gries Cylinder



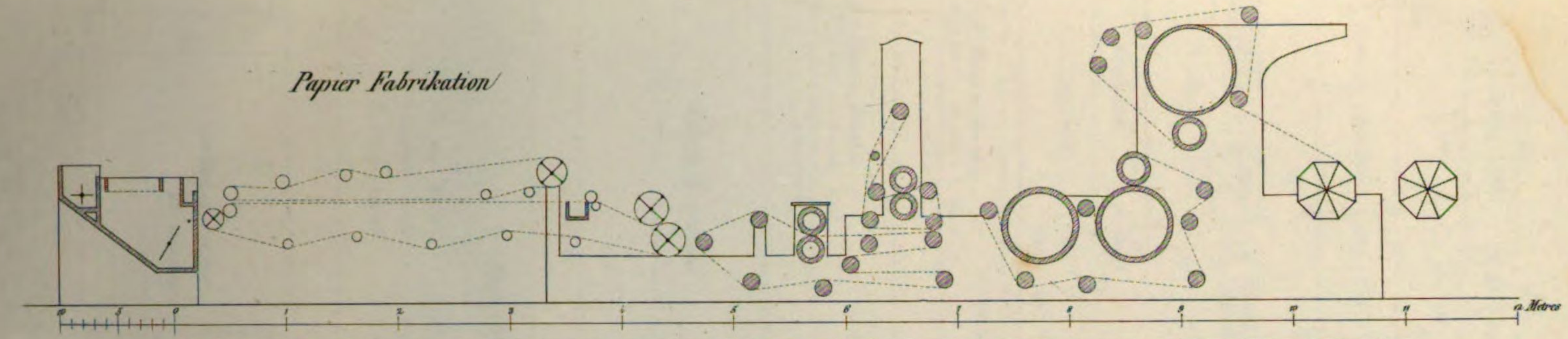


Mehl Cylinder

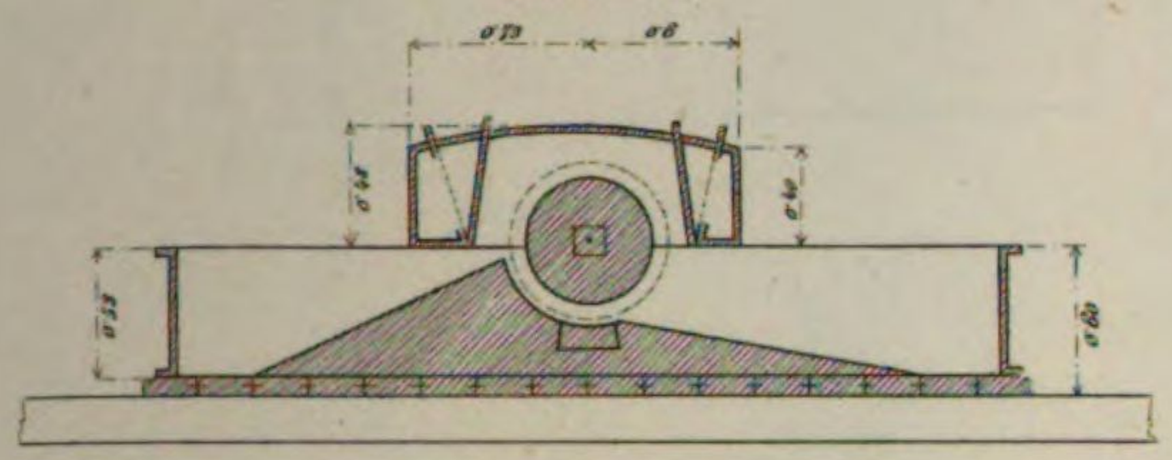
Getraide Mahl Mühlen

Tafel XXI

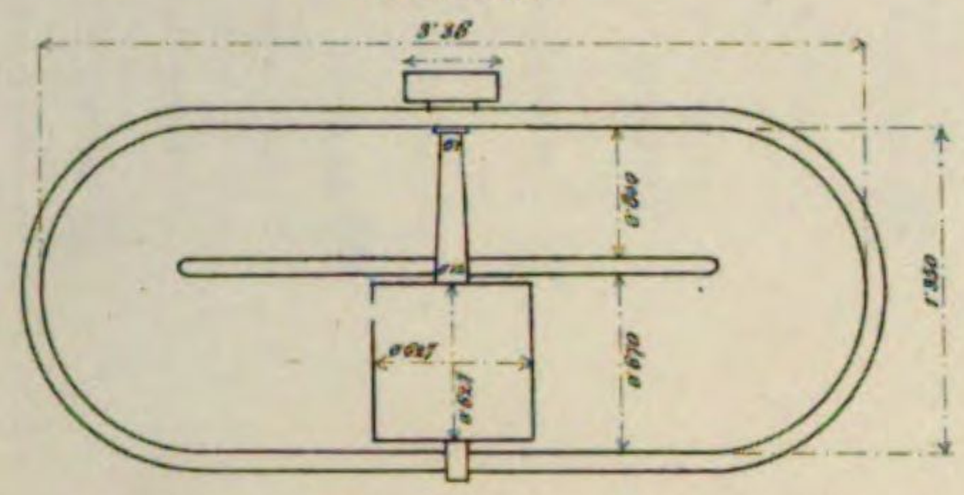
Papier Fabrikation/



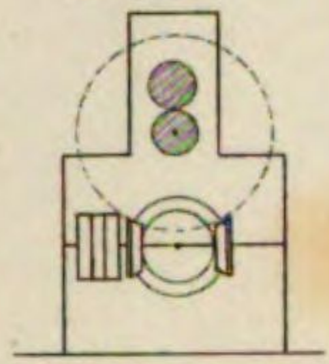
Holländer



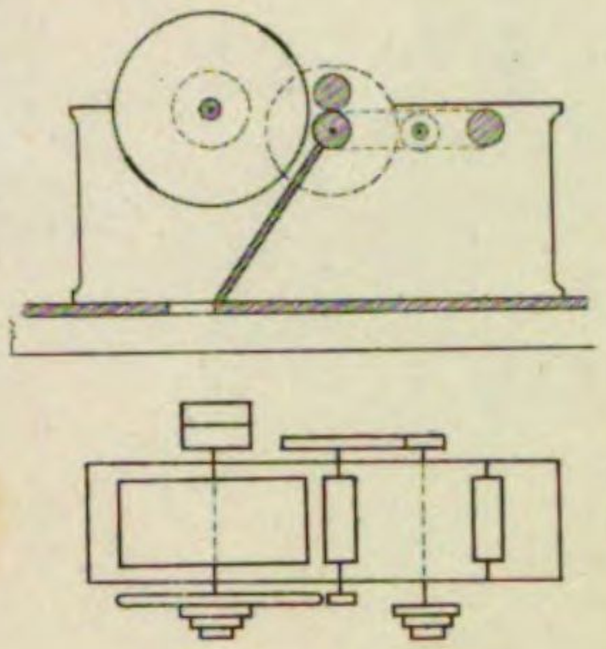
Holländer



Satinir-Presse



Lumpenschneider



Tafel XXIII

Wolf n = 300

Abgang Wolf

Batteur Etaleur

Batteur Eplucheur

Batteur Eplucheur mit 3 Flü = geln

Carde Trommel Breite 0·97

Carden n = 120 Schleife

Vereinigung

Kanal M

Kanal M

Streckwerk mit 4 Köpfe

Streckwerk n = 160 mit 4 Köpfe mit Preß

Streckwerk mit 6 Köpfe l = 0·381 n 160

Streckwerk l = 0·381 n = 160

0·51 + 0·38 K

Streckwerk l = 0·381 n = 160

0·66 + 0·381 K

Grob Banc a broches N° 1/3 bis 1 l = 0·531 s = 4 n = 220

0·46 + 0·133 S

Mittl fein Banc a Broches N° 1 bis 3 l = 0·531 s = 4 n = 300

0·39 + 0·088 S

fein Banc a Broches N° 3 bis 6 l = 0·531 s = 8 n = 290

0·39 + 0·066 S

Ganz fein Banc a Broches N° 6 bis 12 l = 0·432 s = 8 n = 360

0·56 + 0·054 S

Bolbeck Spinnstuhl N° 20 bis 40, l = 0·399 s = 12 n = 250

0·69 + 0·0333 S

Glocken Throstle N° 15 bis 25 l = 0·432 s = 8 n = 600

0·76 + 0·036 S

Gewöhnliche Throstle N° 10 bis 15 l = 0·419 s = 8 n = 310

0·60 + 0·035 S

Box-Organ Spinnstuhl

N° 40 bis 60 l = 0·399 s = 12 L = 0·89 + 0·0333 S

N° 20 bis 40 l = 0·452 s = 12 L = 0·89 + 0·0377 S

N° 10 bis 20 l = 0·511 s = 12 L = 0·89 + 0·043 S

Haspel

Selbstwirkender Spinnstuhl N° 20 bis 30 l = 0·399 s = 12

Preße

Röhren Maschine N° 1/3 bis 1 l = 0·440 s = 12 n = 420

0·47 + 0·22 S

10 Mares

BSB Bayerische StaatsBibliothek
MDZ Münchener DigitalisierungsZentrum Digitale Bibliothek

Redtenbacher, Ferdinand,

Resultate für den Maschinenbau mit 23 lithographirten Figurentafeln

Mannheim 1848
4 Math.a. 240 n
urn:nbn:de:bvb:12-bsb10053059-8